
Luftschall- und körperschallbasierte psychoakustische Analyse von Getriebegeräuschen

Psychoacoustic gear-noise analysis based on airborne and structure-borne sound

Karsten Moritz | Dissertation | 2017

Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



**Luftschall- und körperschallbasierte
psychoakustische Analyse von Getriebegeräuschen**

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Karsten Moritz

geboren in Bad Soden-Salmünster

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr. techn. Christian Beidl
Tag der Einreichung:	04.07.2017
Tag der mündlichen Prüfung:	08.11.2017

Darmstadt 2017

D17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-69985

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/6998>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Creative Commons, Namensnennung, nicht kommerziell, keine Bearbeitung

4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit thematisiert die Erfassung und Nutzung psychoakustischer Attribute von Getriebegeräuschen. Dabei ist neben der Analyse der Einflüsse bestimmter Getriebeparameter auf die psychoakustischen Attribute Lautheit, Rauigkeit und Schärfe auch die Prognose der psychoakustischen Lästigkeit von Getriebegeräuschen anhand von Körperschallsignalen ein Hauptbestandteil der Arbeit.

Nach der Einleitung ins Thema und der Recherche bisheriger Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der Getriebegeräuschbewertung, im Besonderen hinsichtlich Psychoakustik, werden in Kapitel 1 auch die Ziele der Arbeit und erste Erwartungen an die Ergebnisse formuliert. In Kapitel 2 folgt eine Einführung in die Thematik der technischen Akustik und der Psychoakustik, soweit sie zum Verständnis der Untersuchung wichtig sind. Es werden Grundlagen der Getriebegeräuschestehung behandelt und bereits eingesetzte Verfahren zur schwingungstechnischen Zustandsüberwachung und Fehlererkennung eingeführt. Darauf aufbauend wird der theoretische Ansatz der Arbeit näher erläutert. In Kapitel 3 wird der Aufbau eines Getriebeprüfstandes für die durchzuführenden Messungen ausführlich beschrieben und validiert sowie die Planung der Messreihen erläutert. Es werden Störfaktoren aufgezeigt, die bei Luftschallmessungen zu Verfälschungen der Ergebnisse sowohl bei technischen als auch bei psychoakustischen Größen führen, was gleichzeitig ein wichtiges Argument für die untersuchte Nutzung von Körperschallsignalen darstellt. Kapitel 4 befasst sich mit der Erfassung des Istzustandes des Prüfgetriebes und der Änderung der Luftschallpsychoakustik aufgrund verschiedener Einflüsse wie Drehzahl- und Drehmomentänderung, Serienstreuung der Zahnradsätze, Fehlschliff und Zahnschädigung. Die Änderungen der psychoakustischen Attribute durch Schädigung fallen dabei deutlich geringer aus als erwartet. Im 5. Kapitel wird die Eignung von Körperschallsignalen zur Prognose der Psychoakustik im Luftschall eingehend untersucht. Mit Hilfe von Scatterplots und Korrelationsfaktoren werden die Körperschalldaten mit den Luftschalldaten verglichen. Zusätzlich zur direkten Nutzung von Beschleunigungssignalen wird die Auswirkung eines Korrekturfaktors diskutiert und in letzter Konsequenz auch ein Verfahren zur Nutzung der Schnellsignale entwickelt, um systembedingte Abweichungen der psychoakustischen Analyse bei luftschallfremden Größen zu minimieren. Eine Validierungsmessung an einem Vergleichsobjekt bestätigt die zuvor gewonnenen Ergebnisse ebenso wie der Vergleich mit Hörversuchen. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse und ein Ausblick auf mögliche weitere Untersuchungen und Anwendungsfälle in Kapitel 6 schließen die Arbeit ab.

Abstract

This PhD thesis deals with the acquisition and usability of psychoacoustic characteristics of gear noise. In addition to the analyses of the influences of certain gear parameters on the psychoacoustic characteristics loudness, roughness, and sharpness, the prediction of the perceived annoyance using structure-borne sound is the main topic of this PhD thesis.

An introduction and an outline on prevailing research results on the topic of psychoacoustic analysis of gear noise are given in Chapter 1. Further, the aim of this study and first expectations on its results are defined. In Chapter 2, the basics of technical acoustics and psychoacoustics are explained, as far as necessary for the understanding of the study. Fundamentals of gear noise and means of vibrational monitoring and diagnostics already used to date are described. Based thereon the theoretical approach is explained. In Chapter 3, the design and construction of the test rig used for the acquisition of gear noise are thoroughly described. The test rig is validated and the test series is planned. It is shown that interference factors lower the quality of the technical acoustic analysis as well as of the psychoacoustic analysis when using airborne sound. Hence, the usage of structure-borne sound seems to be advisable. In Chapter 4, the standard state of the gear is evaluated and deviations caused by variations of rotational speed and torque as well as the exchange of gear wheels, i.e. production-state gear-wheels, damaged gear-wheels, and intentionally faulty-grinded gear-wheels, are analysed. Analysis shows that the change of psychoacoustic characteristics caused by damage is far less than expected. In Chapter 5, the feasibility of structure-borne sound in psychoacoustic analyses is examined in detail. Using scatterplots and correlation coefficients, the data of airborne and structure-borne sound are compared. In addition to the use of the raw acceleration signals, the use of a correction factor as well as a method to use the velocity signals to minimise systematic deviations caused by the usage of non-airborne sound in psychoacoustic analyses are discussed. The results are validated by a second test series using a gearbox excited by a shaker. Furthermore, the calculated perceived annoyance based on structure-borne sound is compared to previous hearing tests and shows high correlation. The PhD thesis concludes with Chapter 6, including a summary of the obtained results and an outlook on possible future developments, benefits, and areas of application of the developed methods.

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am damaligen Fachgebiet *Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM* (jetzt: *Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM*) der *Technischen Universität Darmstadt* und darüber hinaus.

Für die Möglichkeit zur Promotion am Fachgebiet danke ich Herrn Professor Tobias Melz.

Herrn Professor Christian Beidl, Leiter des *Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantriebe*, danke ich für die Übernahme des Korreferats und die konstruktiven Gespräche in der Ausarbeitungsphase.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Joachim Bös für seine stets offene Tür, seinen Rat und seine Unterstützung sowie meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen am Fachgebiet für die gute Zusammenarbeit, den fachlichen Austausch und das angenehme Arbeitsumfeld.

Die Arbeit fußt auf dem *Forschungsvorhaben Nr. 679 I – Erweiterte Signalanalyse der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA)*. Für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung während des Projektes möchte ich mich bei den Mitgliedern des Arbeitskreises Akustik der *FVA* und im Besonderen bei den Vertretern der Firma *SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG* sowie bei der *KAPP Werkzeugmaschinen GmbH* bedanken. Mein Dank gilt ebenfalls den Projektpartnern der Arbeitsgruppe *Angewandte Kognitionspsychologie* der *Technischen Universität Darmstadt*, die für die Hörversuche verantwortlich zeichnen.

Die Durchführung und Auswertung der zahlreichen Messungen sowie die Wartung und die Modifikation des Prüfstandes wäre nicht möglich gewesen ohne die Unterstützung durch die mitwirkenden Studenten und die Mitarbeiter der mechanischen Werkstatt, denen ich meinen herzlichen Dank ausspreche. Hervorheben möchte ich an dieser Stelle Herrn Domink Psotta, Herrn Philipp Neubauer und Herrn Heinrich Wiener.

Mein besonderer Dank gilt zudem meinem Freundeskreis und meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, für den Halt und die bedingungslose Unterstützung zu allen Zeiten.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis.....	VIII
Abkürzungsverzeichnis.....	IX
Formelzeichenverzeichnis.....	X
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Stand der Technik und Forschung.....	4
1.3 Zielsetzung der Arbeit und Abgrenzung zu bisherigen Arbeiten.....	11
2 Grundlagen und theoretischer Ansatz.....	14
2.1 Grundlagen zur Schallentstehung, -leitung und -wahrnehmung.....	14
2.1.1 Technische Akustik.....	16
2.1.2 Bedeutung und Anwendung der Psychoakustik.....	21
2.2 Grundlagen der Getriebegeräusche und Schadensdiagnose (Monitoring).....	32
2.3 Theoretischer Ansatz.....	37
3 Beschreibung und Validierung des Messaufbaus.....	40
3.1 Gestaltung des Messaufbaus.....	40
3.1.1 Prüfstandslayout.....	40
3.1.2 Messdatenerfassung.....	43
3.2 Eignung des Prüfstandes.....	47
3.2.1 Störgrößen.....	48
3.2.1.1 Sensorik.....	48
3.2.1.2 Getriebetemperatur.....	48
3.2.1.3 Anfahrergenauigkeit.....	50
3.2.1.4 Störgeräusche.....	51
3.2.2 Voraussetzungen zur psychoakustischen Auswertung.....	60
3.2.3 Wiederholgenauigkeit.....	64
3.3 Planung der Messungen.....	66
4 Analyse der Luftschall-Psychoakustik im Getriebekennfeld.....	70
4.1 Ist-Zustand im Auslieferungszustand.....	70
4.2 Einflüsse durch (De-)Montage und Serienstreuung.....	79
4.3 Einflüsse künstlicher Schädigungen auf den Luftschall.....	86
4.4 Möglichkeiten der Schadenserkenennung anhand psychoakustischer Metriken.....	99
5 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Körperschallsignale.....	101
5.1 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Beschleunigungssignale.....	102
5.2 Einführung eines Korrekturfaktors.....	105
5.3 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Schnellesignale.....	109
5.4 Validierung des Verfahrens.....	118
5.4.1 Nutzung der unkorrigierten Beschleunigungssignale.....	120
5.4.2 Nutzung der korrigierten Beschleunigungssignale.....	121
5.4.3 Nutzung der angepassten Schnellesignale.....	123
5.5 Aussagekraft der unterschiedlichen Berechnungsmethoden.....	125
5.6 Vergleich mit Hörversuchen.....	128

6	Zusammenfassung und Ausblick	133
	Literaturverzeichnis.....	XI

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Biegewelle (oben) und Dehnwelle (unten) als Beispiel unterschiedlicher Körperschallleitung (nach [50], Seite 129, mit freundlicher Genehmigung des Springer Verlages).....	15
Abbildung 2: Blockschaltbild der MAGG.....	16
Abbildung 3: Kurven gleicher Lautstärke (Isophone) (bearbeitet nach [51], Seite 73, mit freundlicher Genehmigung des Hogrefe Verlages)	18
Abbildung 4: Filterverhalten verschiedener Bewertungskurven ([51], Seite 77, mit freundlicher Genehmigung des Hogrefe Verlages)	18
Abbildung 5: Beispiel für Schmalband-, Terz- und Oktavdarstellung.....	21
Abbildung 6: Entwurf des Systems zur Störgeräuschkategorisierung bei Verbrennungsmotoren des FVV-Vorhabens Nr. 720 [66] (mit freundlicher Genehmigung der FVV)	23
Abbildung 7: Tonheit z eines Tones als Funktion seiner Frequenz f (nach [69], Seite 83, mit freundlicher Genehmigung des S. Hirzel Verlages)	24
Abbildung 8: Gegenüberstellung von Terzbändern und Frequenzgruppen nach Zwicker.	25
Abbildung 9: Zeitsignal und Spektrum von lokalen und gleichmäßig verteilten Fehlern in der Verzahnung (bearbeitet nach [82], Seite 185, mit freundlicher Genehmigung des expert Verlages).....	35
Abbildung 10: Identifikation von Schwingungsquellen mittels Frequenzanalyse (bearbeitet nach [83], Seite 142, mit freundlicher Genehmigung des expert Verlages)	35
Abbildung 11: CAD-Modell des Prüfstandes in der Planungsphase.....	42
Abbildung 12: Messpositionen der Körperschallmessungen (nach [86])	44
Abbildung 13: Vergleich des Messrauschens bei unterschiedlichen Anschlussvarianten... ..	46
Abbildung 14: Messpositionen der Luftschallmessungen (nach [86]).....	46
Abbildung 15: Einfluss der Getriebeöltemperatur auf den Schalldruckpegel beim Warmlauf	49
Abbildung 16: Einfluss der Drehzahl auf den Schalldruckpegel bei Warmlauf und Betriebstemperatur	50
Abbildung 17: Durchgangsdämpfer und Reversiergetriebe an der rechten Außenwand des Labors	52
Abbildung 18: Darstellung der Wirkung von Durchgangsdämpfer und Lüfterabschaltung bei aktivierten E-Maschinen.....	52
Abbildung 19: akustisches Foto der Lagergeräusche	53
Abbildung 20: Lagerkapsel rechts	54
Abbildung 21: akustisches Foto des Prüfgetriebes und der abstrahlenden Gelenkwelle	55
Abbildung 22: akustisches Foto des Prüfgetriebes nach Installation der Wellendämpfer ..	55
Abbildung 23: Einfluss der Lüfter auf das Terzspektrum bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	56
Abbildung 24: Einfluss der Gelenkwellen auf das Terzspektrum bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	57
Abbildung 25: Einflüsse auf den unbewerteten Schalldruckpegel bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	59

Abbildung 26: Einflüsse auf den A-bewerteten Schalldruckpegel bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	59
Abbildung 27: Einflüsse auf die Lautheit bei niedriger (links) und hoher Last (rechts) ...	60
Abbildung 28: Einflüsse auf die Rauigkeit bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)..	61
Abbildung 29: Einflüsse auf die Schärfe nach DIN bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	62
Abbildung 30: Einflüsse auf die Schärfe nach Aures bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)	63
Abbildung 31: wiederholte Messungen bei 480 U/min (links) und 600 U/min (rechts) ..	64
Abbildung 32: wiederholte Messungen bei 720 U/min	65
Abbildung 33: Temperaturverlauf während der Messblöcke	68
Abbildung 34: Terzdarstellung (unbewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min	71
Abbildung 35: Terzdarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min	71
Abbildung 36: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min.....	72
Abbildung 37: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Frequenzbereiches der ersten zehn Verzahnungsordnungen bei 960 U/min.....	72
Abbildung 38: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 480 U/min.....	73
Abbildung 39: Kennfeld des Schalldrucksummenpegels (unbewertet) im Auslieferungszustand	75
Abbildung 40: Kennfeld des Schalldrucksummenpegels (A-bewertet) im Auslieferungszustand	75
Abbildung 41: Kennfeld der Luftschall-Lautheit im Auslieferungszustand	76
Abbildung 42: Kennfeld der Luftschall-Rauigkeit im Auslieferungszustand	77
Abbildung 43: Kennfeld der Luftschall-Schärfe (nach DIN 45692) im Auslieferungszustand	78
Abbildung 44: Kennfeld der Luftschall-Schärfe (nach Aures) im Auslieferungszustand ...	79
Abbildung 45: Korrelationskoeffizienten der betrachteten Metriken in Bezug auf RS1-NG5 (Auslieferungszustand)	82
Abbildung 46: Korrelationskoeffizienten der betrachteten Metriken in Bezug auf RS4-NG1 (letzter Zustand vor Schädigung)	83
Abbildung 47: Darstellung der Wiederholbarkeit von RS4 im Scatterplot (links: Lautheit; rechts: Rauigkeit)	84
Abbildung 48: Darstellung der Wiederholbarkeit von RS4 im Scatterplot (links: Schärfe nach DIN; rechts: Schärfe nach Aures).....	84
Abbildung 49: Korrelation von Radsatz 4 und Radsatz 1 vor Demontage für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	85
Abbildung 50: Korrelation von Radsatz 4 und Radsatz 1 vor Demontage für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts).....	85
Abbildung 51: manuelle Schädigung 1 auf der Zahnflanke des Ritzels.....	88
Abbildung 52: manuelle Schädigung Nr. 2 auf der Zahnflanke des Ritzels	89
Abbildung 53: Korrelation von Radsatz 4 ohne und mit manueller Schädigung für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	89

Abbildung 54: Korrelation von Radsatz 4 ohne und mit manueller Schädigung für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	90
Abbildung 55: Einfluss der manuellen Schädigung auf die Korrelationskoeffizienten (in Bezug auf RS4)	90
Abbildung 56: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	91
Abbildung 57: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	91
Abbildung 58: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts).....	93
Abbildung 59: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	93
Abbildung 60: Korrelation von fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	94
Abbildung 61: Korrelation von fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	94
Abbildung 62: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, fehlerhaftem Radsatz Se1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	95
Abbildung 63: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, fehlerhaftem Radsatz Se1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	96
Abbildung 64: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf RS4	96
Abbildung 65: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf Re1.....	97
Abbildung 66: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf Se1	98
Abbildung 67: Differenzkennfelder (Gu1 – Re1) für die Lautheit (links) und die Schärfe nach DIN (rechts)	98
Abbildung 68: auffällige Unterschiede der spezifischen Rauigkeiten des Beschleunigungssignals zwischen unbeschädigtem und beschädigtem Radsatz bei 600 U/min und –100 N m (links) und –150 N m (rechts)	99
Abbildung 69: unauffällige Unterschiede der spezifischen Rauigkeiten des Beschleunigungssignals zwischen unbeschädigtem und beschädigtem Radsatz bei 600 U/min und 0 N m (links) und –250 N m (rechts)	100
Abbildung 70: Kennfelder der Lautheit (links, vgl. Abbildung 41) und der Rauigkeit (rechts, vgl. Abbildung 42) für die Beschleunigungssignale.....	103
Abbildung 71: Kennfelder der Schärfe nach DIN (links, vgl. Abbildung 43) und Aures (rechts, vgl. Abbildung 44) für die Beschleunigungssignale.....	103
Abbildung 72: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	104
Abbildung 73: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts).....	105

Abbildung 74: Gegenüberstellung der Zeitsignale von Luftschall und Beschleunigung (960 U/min, 250 N m)	106
Abbildung 75: Kennfelder der Schärfe nach Aures für Luftschallsignale (links) und korrigierte Beschleunigungssignale (rechts)	107
Abbildung 76: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	108
Abbildung 77: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	108
Abbildung 78: Beschleunigungssignal und Schnellsignal im Frequenzbereich (exemplarisch)	111
Abbildung 79: CAD-Darstellung des Getriebes mit virtueller, geschnittener Kugel ähnlicher Größe	112
Abbildung 80: experimentell ermittelter Abstrahlgrad des Getriebes	114
Abbildung 81: Vergleich des Schalldruck- und Beschleunigungsspektrums in Schmalbanddarstellung	115
Abbildung 82: Vergleich des Schalldruck- und Beschleunigungsspektrums in Terzdarstellung	115
Abbildung 83: Vergleich des Schalldruck- und Schnellespektrums (mit Kugelstrahleranpassung) in Schmalbanddarstellung	116
Abbildung 84: Vergleich des Schalldruck- und Schnellespektrums (mit Kugelstrahleranpassung) in Terzdarstellung	116
Abbildung 85: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)	117
Abbildung 86: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts)	118
Abbildung 87: Kfz-Getriebe mit Shaker im Aufbau (links) und im Messzustand (rechts)	119
Abbildung 88: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung	121
Abbildung 89: Korrelation von Luftschall und Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts) der Vergleichsmessung	121
Abbildung 90: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung	122
Abbildung 91: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts) der Vergleichsmessung	122
Abbildung 92: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung ..	124
Abbildung 93: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach Aures (rechts) der Vergleichsmessung	124
Abbildung 94: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach Schlittenlacher mit Luftschallsignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach Aures (rechts)	129

Abbildung 95: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach Schlittenlacher mit angepasstem und skaliertem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach Aures (rechts)	130
Abbildung 96: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach Fastl und Zwicker mit angepasstem und skaliertem Schnellesignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach Aures (rechts)...	130
Abbildung 97: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach Schlittenlacher mit unbearbeitetem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach Aures (rechts).....	131
Abbildung 98: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach Schlittenlacher mit skaliertem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach Aures (rechts).....	132

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Wiederholgenauigkeiten der Summenpegel einzelner Kanäle, angegeben mit der Streubreite von 50 % aller Messwerte und dem gesamten Streubereich für den Messpunkt 600 U/min 200 N m (nach [86])	66
Tabelle 2: Betriebspunkte der Messungen.....	67
Tabelle 3: Reihenfolge der Messpunkte (nach [86])	68
Tabelle 4: Übersicht der durchgeführten Messungen zur Serienstreuung	81
Tabelle 5: Einstufung der Korrelationskoeffizienten (bearbeitet nach [95])	81
Tabelle 6: Übersicht der durchgeführten Messungen zum Schadens- und Fehlschliffeinfluss	87
Tabelle 7: Schleiftabelle für den fremdgeschliffenen Gutteil-Radsatz (Herstellerangabe)	92
Tabelle 8: Schleiftabelle für den fremdgeschliffenen Schlechtteil-Radsatz (Herstellerangabe)	95
Tabelle 9: Gegenüberstellung der Korrelationskoeffizienten r für die genutzten Signaltypen Beschleunigung ohne (a) und mit Korrekturfaktor (a_{korr}) und Schnelle für Kugelstrahler mit Korrekturfaktor ($v_{\text{k_korr}}$) der Messung des Prüfgetriebes.....	126
Tabelle 10: Gegenüberstellung der Korrelationskoeffizienten r für die genutzten Signaltypen Beschleunigung ohne (a) und mit Korrekturfaktor (a_{korr}) und Schnelle für Kugelstrahler mit Korrekturfaktor ($v_{\text{k_korr}}$) für die einzelnen Sensoren der Validierungsmessung am Vergleichsgetriebe.....	127

Abkürzungsverzeichnis

B&K	Brüel & Kjær (Hersteller von Messhardware und -software)
BTL	Bradely-Terry-Luce (-Modell)
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DZP	Dynamisches Zahnkräfte Programm (Berechnungstool der FVA-Workbench)
EOL	End Of Line (i. A. das Ende der Produktionslinie)
FE	Finite Elemente
FFT	Fast Fourier Transform (schnelle Fourier-Transformation)
FT	Fourier-Transformation
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA)
GAP	Getriebeakustikprüfstand
HATS	Head And Torso Simulator (Messsystem der Fa. Head Acoustics GmbH)
IEPE	Integrated Electronics Piezo-Electric (Industriestandard für piezoelektrische Sensoren mit eingebauter Impedanzwandler-Elektronik)
I/O	Input/Output
LAE	Lästigkeit
LDV	Laser-Doppler-Vibrometer
MA	manuelle Schädigung (zur Bezeichnung beschädigter Radsätze)
MAGG	maschinenakustische Grundgleichung
MDF-Platte	mitteldichte Holzfaserplatte
NG	nicht geschädigt (zur Bezeichnung nicht geschädigter Radsätze)
NI	National Instruments (Hersteller von Messhardware und -software)
NVH	Noise Vibration Harshness
Psy	Arbeitsgruppe Angewandte Kognitionspsychologie (Fachbereich Psychologie)
RIKOR	Ritzelkorrekturprogramm (Berechnungstool der FVA-Workbench)
RMS	Root Mean Square (Effektivwert)
RS	Radsatz
SAM	Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM
SPL	Sound Pressure Level (Schalldruckpegel)
SUV	Sports Utility Vehicle (sportlicher Geländewagen)
s/w	schwarz-weiß
TDMS	Technical Data Management Streaming (Dateiformat für Messdaten)
TTL	Transistor-Transistor Logic (definiert Signaleigenschaften)
USB	Universal Serial Bus

Formelzeichenverzeichnis

Lateinische Buchstaben:

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
a	m	charakteristische Länge (Seitenlänge, Durchmesser, Raumdiagonale)
a	m/s^2	Beschleunigung
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
C_β	μm	Breitenballigkeit
$C_{H,\alpha}$	°	Profilwinkelabweichung
C	-	Kovarianz
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
F	vacil	Schwankungsstärke (Psychoakustik)
h	m	Höhe
k	N/m	Federsteifigkeit
L	dB	Pegel
m	kg	Masse
M	N m	Drehmoment
n	$1/\text{s}$	Drehzahl
N	sone	Lautheit (Psychoakustik)
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
r	-	Korrelationskoeffizient
R	asper	Rauigkeit (Psychoakustik)
S	m^2	Fläche
S	acum	Schärfe (Psychoakustik)
t	s	Zeit
v	m/s	Schnelle
V	m^3	Volumen
z	-	Zähnezahl
Z'	N s/m^3	Schallkennimpedanz

Griechische Buchstaben:

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
λ	m	Wellenlänge
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/ m^3	Dichte
σ	-	Abstrahlgrad
σ	-	Standardabweichung
ω	rad/s	Eigenkreisfrequenz

Mathematische Operatoren und Indizes:

Formelzeichen	Beschreibung
Δ	Differenzoperator
x_k	mit Kugelstrahlerabstrahlung versehene Größe x
$x_{\text{kor}}r$	mit Korrekturfaktor versehene Größe x
\hat{x}	Spitzenwert der Größe x
\tilde{x}	Effektivwert (RMS) der Größe x
\bar{x}	flächengemittelter Wert der Größe x
x_{\perp}	Komponente von x in Normalenrichtung zur Oberfläche

1 Einleitung

Die vorliegende Arbeit thematisiert die Psychoakustik von Getriebegeräuschen und hinterfragt ihre Aussagekraft bezüglich Qualitätsstreuung und Schädigungen bei der Serienfertigung von Zahnrädern. Ein entscheidender Teil der Arbeit ist eine Analyse der Nutzung von Körperschall-
daten zur Prognose der Psychoakustik, für die basierend auf der ursprünglichen Verwendung bisher nur Luftschalldaten verwendet werden. In Abschnitt 1.1 wird allgemein in die Themen der Maschinenakustik und der Psychoakustik eingeleitet und die grundlegende Motivation des Forschungsthemas erläutert. In Abschnitt 1.2 werden bekannte, relevante Problemfälle in der Getriebeakustik und bisherige wissenschaftliche Herangehensweisen bei deren Analyse genannt. Ergänzend werden entscheidende psychoakustische Ansätze in Verbindung mit der Getriebeakustik diskutiert und aktuelle Veröffentlichungen besprochen. Eine ausführliche Motivation und Konkretisierung der Zielsetzung schließt sich in Abschnitt 1.3 an.

1.1 Motivation

Die Industrialisierung brachte mit dem technischen Fortschritt auch technische Geräusche. Mit zunehmender Leistung und Anzahl der Maschinen stieg auch die Geräuschbelastung für die Bevölkerung. Die bis heute andauernde Technisierung unserer alltäglichen Umgebung und somit unseres Lebensraumes führt dementsprechend zu immer mehr Geräuschbelastungen im Alltag. Mittlerweile hat im Gegenzug die damit einhergehende Sensibilität für Maschinengeräusche, gestützt durch Studien zu negativen Einflüssen von Lärm auf den menschlichen Organismus [1, 2], ein wachsendes Verlangen nach leiseren oder angenehmer klingenden Produkten geschaffen. Die bekannten schädlichen Auswirkungen von übermäßiger Schallexposition münden in bestimmten Bereichen unseres Lebens auch in der Gesetzgebung, die beispielsweise Grenzwerte für Schallimmissionen und -emissionen festlegt [3, 4] oder Produktkennzeichnungen fordert, die dem Verbraucher die zu erwartende Schallemission anzeigen [5]. Dies führt bei den Herstellern gerade im Bereich der Entwicklung und Qualitätskontrolle zu gestiegenen Anforderungen, um im Vergleich zum Wettbewerber einen Vorteil zu erlangen und am Markt dauerhaft wettbewerbsfähig zu sein. Bei der Bewältigung dieser Anforderungen hilft die Disziplin der Maschinenakustik, deren Aufgabe darin besteht, die Mechanismen der Schallentstehung bei Maschinen zu verstehen und zu beschreiben und gegebenenfalls Möglichkeiten der

Einflussnahme aufzuzeigen. Dabei wird die Geräuscentstehung von der Ursache bis zur Abstrahlung berücksichtigt mit dem Ziel, so früh wie möglich in der Geräuscentstehungskette einzugreifen, um die Immission beim Menschen zu minimieren.

Da die Beurteilung eines Geräusches durch den Menschen aber nicht nur vom emittierten Schalldruckpegel, sondern noch von vielen anderen Faktoren, wie z. B. vom zeitlichen Ablauf und der Frequenzzusammensetzung, beeinflusst wird, erforscht und beurteilt die Disziplin der Psychoakustik die menschliche Perzeption von Geräuschen. Dabei haben sich u. a. die Bewertungsgrößen der Lautheit, Schärfe und Rauigkeit bewährt, für die es schon seit den 1970er Jahren unterschiedliche, teils genormte, Berechnungsansätze gibt [6–8]. Das Wissen über die Nutzerakzeptanz von Maschinengeräuschen hilft Herstellern, in die Klangentstehung einzugreifen und Produkte nicht nur leiser, sondern auch gezielt wohlklingender zu gestalten. Waren vor 30 Jahren z. B. Markensound und starke Geräuschkämpfung nur Sportwagen und Fahrzeugen der Oberklasse vorbehalten, haben sich diese Ansprüche durch sogenannte Lifestyleprodukte auch in vermeintlich niedrigere Produktreihen fortgesetzt. Dieser Trend wird auch durch die zunehmende Hybridisierung und Elektrifizierung vorangetrieben, die dazu führen, dass beispielsweise laute, maskierende Geräuschquellen entfallen, wodurch bis dahin unbeachtete, leisere Geräusche in den Vordergrund rücken. Das Interesse an der Geräuschgestaltung – sei es aus gesetzlichen Gründen oder aus Komfortgründen für den Verbraucher – ist nicht nur in der Automobilindustrie, sondern z. B. auch im Bereich der Haushaltsgeräte von Geschirrspülmaschinen bis hin zu Armbanduhren gestiegen [9, 10]. Ein typisches Beispiel sind dabei auch Produkte wie z. B. Frequenzwechselrichter, die in ihrer ursprünglichen Funktion eher im industriellen Umfeld zum Einsatz kommen, aufgrund der Veränderungen in der Energiewirtschaft und der damit einhergehenden Nutzung privater Photovoltaikanlagen aber auch vermehrt in privaten Haushalten genutzt werden [11, 12]. Dabei nimmt zusätzlich auch die individuelle Bauart des Gebäudes Einfluss auf die Wahrnehmung [13]. Die Bemühungen der Psychoakustik im privaten Sektor können somit im Umkehrschluss auch zur Verbesserung der akustischen Bedingungen im industriellen Sektor beitragen. Weiterhin bestätigen Getriebehersteller, dass der Anspruch an die Produktakustik mittlerweile auch im Bereich der Industriegetriebe – fern vom privaten Nutzer – angekommen ist. So kommt es mitunter auch bei Industriegetrieben zu Reklamationen, die nicht der Funktion, sondern dem Klang des Getriebes geschuldet sind. Bei der Beurteilung durch den Nutzer wird der Eindruck „Das Produkt klingt schlecht“ oft mit „Das Produkt ist defekt“ gleichgesetzt, weshalb die Hersteller an einem angenehmen, positiv belegten Geräusch interessiert sind. Gleichzeitig liegt in der Anwendung der unbedarften, fachfremden

Beurteilung des Getriebegeräusches die Hoffnung der Hersteller begründet, dass die in diesem Umfeld bisher ungenutzten psychoakustischen Metriken Abweichungen im Getriebegeräusch aufzeigen und zukünftig auch für die Schadensdiagnose an Getrieben herangezogen werden können. Der Einfluss von Serienstreuung und Schädigung der Zahnräder auf die Psychoakustik der Getriebe wird daher auch in der vorliegenden Arbeit eingehend behandelt.

Trotz des bereits genannten steigenden Interesses an wohlklingenden Produkten bleiben akustisch optimierte Lösungen oftmals hochpreisigen Produkten vorbehalten, da leise und wohlklingende Produkte einen höheren Aufwand in der Entwicklung, Fertigung und evtl. bei der Materialauswahl erfordern, was wiederum mit zusätzlichen Kosten einhergeht. Dabei spielt die Gestaltung des Produktes eine Rolle, aber auch die Prognose darüber, wie ein späteres Produkt überhaupt klingt und klingen soll. Zur psychoakustischen Beurteilung, die bei optimierten Produkten bereits in der Entwicklung berücksichtigt wird, werden z. B. Hörversuche durchgeführt, bei denen Probanden in speziellen Räumen Geräusche hinsichtlich ihres Höreindrucks beurteilen. Durch die alternative Nutzung von Psychoakustik-Software, die mit Modellen und Berechnungsansätzen die menschliche Perzeption nachbildet, kann zwar oftmals auf Hörversuchsreihen verzichtet werden, was den Zeitaufwand drastisch reduziert, jedoch werden zur Geräuschbeurteilung – egal ob mittels Hörversuch oder Softwareanalyse – in aller Regel Klangbeispiele von Luftschallaufnahmen genutzt, deren Erstellung aufgrund unerwünschter äußerer Störgrößen oftmals sehr zeit- und auch kostenintensiv ausfällt. Für die Einrichtung eines störgeräuschfreien Messraumes bedarf es zusätzlich zu den finanziellen Mitteln auch des nötigen Bauraumes. Weiterhin müssen die Produkte einzeln eingerichtet und vermessen werden.

Der Ansatz der vorliegenden Arbeit ist es, diesen Aufwand in der Entwicklungsphase zu minimieren, indem für die psychoakustische Analyse Körperschalldaten herangezogen werden, die mit deutlich geringerem Aufwand zu erstellen sind. Dabei kann bereits eine annähernde Abschätzung der zu erwartenden psychoakustischen Werte in einem frühen Stadium der Entwicklung hilfreich für die weitere Beurteilung und Gestaltung des Produktes sein. Positiv ist dabei zu bewerten, dass im Idealfall bereits eine grundlegende Infrastruktur für die Messung bereitsteht, da im Zuge der Produktüberwachung und Qualitätskontrolle z. B. in der Fertigung bereits jetzt auf die Nutzung von Beschleunigungssensoren zurückgegriffen wird. Ebenfalls ist denkbar, noch früher im Entwicklungsprozess anzusetzen und die Prognose mithilfe von in FE-Modellen berechneten Beschleunigungssignalen durchzuführen, um bereits erste Trends ermitteln zu können, solange noch kein fertiges Produkt existiert.

1.2 Stand der Technik und Forschung

Die Entstehungsmechanismen von Getriebegeräuschen bei Zahnradgetrieben (Stirnrad- und Kegelradgetriebe) sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen und damit weitgehend bekannt. Dabei spielen in der Literatur die unterschiedlichen Anregungsarten ebenso eine Rolle wie auch die Auswirkung von Schädigungen der Zahnräder und Lager auf das Geräusch, was im Umkehrschluss die Einleitung in die Schadensdiagnose darstellt [14–17].

Ein großer Teil der Publikationen, die sich mit der Getriebeakustik befassen, zeigt Möglichkeiten, wie Schallemissionen vermindert werden können. Diese Möglichkeiten reichen, entsprechend der akustischen Wirkkette, wie sie in der maschinenakustischen Grundgleichung z. B. in [18] dargestellt ist, von der Verringerung der eingeleiteten Kräfte durch Optimierung der Verzahnung bis hin zur Minderung der Schallabstrahlung durch speziell modifizierte Gehäuse. Dabei liegt der Fokus auf der Verringerung der abgestrahlten Schallleistung und damit einhergehend einem niedrigeren Schalldruckpegel am Einsatzort. Oftmals ist eine Grenze der Geräuschoptimierung durch die geminderte Wirtschaftlichkeit aufgrund zusätzlicher, zeit- und kostenintensiver Prozesse gegeben, wie z. B. zusätzliches Schleifen oder Läppen von Zahnrädern. Diese Grenze variiert mit den Anforderungen des Kunden an das Produkt hinsichtlich Preis und Geräuschqualität. Generell lassen sich jedoch Optimierungen bei der Verzahnung einbringen, die deutliche akustische Vorteile mit sich bringen. Diese Varianten, wie z. B. Schrägverzahnung, Optimierung des Überdeckungsgrades, besondere Zahnformen oder speziell auf einen Betriebspunkt ausgelegte Lastverzahnungen, sind Stand der Technik. Auch die Herstellung und damit verbundene Oberflächenfehler tragen zur Akustik bei und werden z. B. von MÜLLER [14] und LINKE [15] näher erläutert.

LACHENMEIER untersucht in [19] 152 Leistungsgetriebe (darunter auch Stirnradgetriebe) auf ihre Geräuschemission. Darin beschreibt er die Zusammenhänge zwischen verschiedenen Getriebeparametern und der abgestrahlten Schallleistung. Dies umfasst z. B. Modul, Übersetzung, Schrägungswinkel, Sprungüberdeckung, Teilungsabweichung, Flankenformabweichung u. a. Er fasst zusammen, „daß die abgestrahlte Schalleistung in erster Linie vom jeweiligen Getriebetyp abhängt und daß innerhalb einer Bauart die mechanische Leistung das geeignete Bewertungskriterium darstellt“ [19].

KNABEL beschreibt in [20] ausführlich die Getriebeparameter, die maßgeblich für die Geräuschentstehung im Getriebe verantwortlich sind. In seiner Arbeit konzentriert er sich darüber hinaus auf hohe Drehzahlen bei gerad- und schrägverzahnten Stirnradgetrieben. Im Besonderen geht er auch auf den überkritischen Bereich ein, wobei die kritische Drehzahl als jene Drehzahl verstanden wird, in der das Schwingungssystem, das durch die Massenträgheit der Zahnräder und die mittlere Zahnsteifigkeit geprägt wird, durch die Anregung der Verzahnung in Resonanz gerät. Für überkritisch drehende geradverzahnte Getriebe stellt KNABEL fest, dass die Last keinen nachweisbaren Einfluss mehr auf den Schalldruckpegel hat, wobei unterkritisch mit einem Anstieg des Schalldruckpegels um 3 dB bei Lastverdoppelung gerechnet wird. Eine Drehzahlverdoppelung führt nach Knabel zu einem Pegelanstieg von 6 dB. In weiteren Messungen zeigt er, dass auch der Einsatz gezielter Maßnahmen zur Verminderung des Schalldruckpegels, wie z. B. Profilkorrektur, Hochverzahnung und verschiedene Schrägverzahnungen, im überkritischen Zustand deutlich kleinere Pegeländerungen zur Folge haben als im unterkritischen Zustand. Er folgert daraus, dass das im überkritischen Zustand emittierte Geräusch maßgeblich durch das Schwingungssystem Rotor (also den Wellenverbund) und nicht durch das Schwingungssystem Zahnrad dominiert wird.

RAUTERT befasst sich in [21] mit der Berechnung von dynamischen Lagerkräften infolge der verschiedenen Anregungsmechanismen in Stirnrad- und Kegelradgetrieben, was bei Kenntnis des Übertragungsverhaltens als Grundlage für die berechnete Abschätzung der Schallabstrahlung verstanden werden kann. Dabei geht er insbesondere auf die Zahnsteifigkeitsverläufe, Lagersteifigkeiten und unterschiedliche Lagervarianten ein. Die rechnerische Analyse und Vorausberechnung gewinnt durch den Fortschritt der Rechenleistung von Computern mehr und mehr an Bedeutung. Gerade die Entwicklungsarbeit in der Vorauslegung wird durch die rechnergestützte Optimierung vorangetrieben. In [22] zeigen HÖHN *et al.* die Optimierungsmöglichkeiten verschiedener Software-Tools. DÜNNINGHAUS *et al.* setzen in [23] die Optimierung des Geräuschverhaltens in Bezug zu Fertigungstoleranzen und den entstehenden Kosten. Die Optimierung der Zahnflanken-geometrie und der Zahnoberfläche steht auch bei MOHAMAD *et al.* [24] im Fokus der Untersuchung, wobei die Autoren Gründe für verschiedene Zahnradfehler in der Fertigung nennen. Weitere Beispiele für die rechnergestützte Optimierung finden sich bei FLAMMANG [25], der nicht nur die Verzahnung, sondern auch die Gehäusestruktur in seine Überlegungen miteinbezieht, und bei HIRN *et al.* [26], die im Besonderen die Geräusch- und Festigkeitsoptimierung bei der Nutzung verschiedener Kunststoffe beschreiben. Auch STRÜBER diskutiert in [27] die Akustik von Kunststoffzahnradern, konzentriert sich dabei aber gezielt auf

den Einfluss des Drehwegfehlers, der bei Kunststoffzahnradern aufgrund der Fertigungstechnik und der damit verbundenen höheren Toleranz sowie der geringeren Zahnsteifigkeit größer ausfällt als bei vergleichbaren Stahlzahnradern. Eine mögliche Optimierung hinsichtlich der Schallweiterleitung in der Zahnradstruktur selbst wird von ENGEL in [28] genannt. Dabei untersucht der Autor verschiedene konstruktive Maßnahmen, die Impedanzsprünge innerhalb des Zahnrades bewirken und somit zu einer erhöhten Dämmung beitragen sollen. Eine durch mehrfache Reflexion effektivere Strukturdämmung des Körperschalls kann nach Meinung des Autors bei nicht vermeidbaren Anregungskräften zur Optimierung der Geräuschemissionen beitragen. Dabei kann jedoch „die mechanische Impedanz des Radkörpers nicht losgelöst von den an den Koppelstellen [...] auftretenden Randbedingungen gesehen werden“ [28]. Jedoch könne die Eingangsimpedanz durch Masseanhäufungen im äußeren Radkörper positiv beeinflusst werden.

Speziell bei Fahrzeuggetrieben entsteht aufgrund der komplexen Bauweise und Schaltmöglichkeiten ein breites Spektrum an Geräuschen. So ist bei Schaltgetrieben wegen der nötigen Toleranzen bei Schaltklauen und Synchronringen sowie lastfrei laufender, ineinander kämmender Zahnradpaare oft mit Klapper- und Rasselgeräuschen zu rechnen. Dies wird neben der allgemeinen Fachliteratur z. B. von RYBORZ in [29] eingehend behandelt. Ein weiterer wichtiger Punkt bei Fahrzeuggetrieben ist das Getriebeheulen, welches sich im Sinne des Fahrkomforts negativ auswirkt und dessen Vermeidung somit eine hohe Priorität in der Entwicklung hat. Hier zeigt sich gerade auch im Zuge der Hybridisierung und Elektrifizierung von Fahrzeugen eine große Herausforderung an die Getriebeakustik, da das Getriebeheulen bereits bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren von Kunden beanstandet wird. Dementsprechend ist das Getriebeheulen, das eine durch die Zahneingriffsfrequenz angeregte Resonanzerscheinung darstellt, auch Gegenstand vieler Untersuchungen und Lösungsansätze [30, 31], wobei hier oftmals auch der dem Getriebe nachgeschaltete Übertragungspfad im Fokus steht [32].

Die Schadensanalyse an Getrieben und Getriebeteilen wie z. B. Lagern ist weit verbreitet und Stand der Technik. Dabei gibt es unterschiedliche Verfahren der Signalanalyse, die bei bestimmten Baugruppen herangezogen werden. Weit verbreitet ist die Frequenzanalyse zur Detektion bestimmter bekannter Frequenzen (z. B. Zahneingriffsfrequenz, Überrollfrequenz u. ä.) oder darauf aufbauende, weitergehende Verfahren wie Hüllkurvenanalyse, Cepstrumanalyse oder Waveletanalyse. Eine umfassende Zusammenfassung und Erklärung der bei Lagern und Verzahnungen angewendeten Verfahren finden sich bei KOLERUS *et al.* [17] in den Kapiteln 5

bis 8 und bei JORNS [33]. Diese Analysen werden aufgrund der mitunter einfachen Handhabbarkeit und der immer günstiger herstellbaren Sensoren bei hochpreisigen Anlagen, wie z. B. Windkraftanlagen, bereits in den Geräten verbaut, so dass eine dauerhafte Schadensüberwachung (Monitoring) gewährleistet ist. Bei günstigen Produkten hoher Stückzahl findet die Kontrolle oft als Endkontrolle in der Fertigung statt. LEGLER beschreibt in [34], wie eine Schwingungsprüfung an 100 % der gefertigten Bauteile und Komponenten nicht nur als Funktionskontrolle, sondern als direkte Bestätigung des wachsenden Interesses an Geräuschemissionen auch zur Kontrolle der akustischen Qualität genutzt wird.

Die Bedeutung der Psychoakustik spiegelt sich in vielen Veröffentlichungen wider, bei denen zwar hauptsächlich Endanwender-Produkte Hauptgegenstand sind, jedoch die Abgrenzung zu Industrieprodukten dabei teilweise fließend ist. So schildern ELLERMEIER *et al.* [12] und MEISTER *et al.* [11] die Diskrepanz zwischen A-bewertetem Schalldruckpegel und psychoakustischer Wirkung von Frequenzumrichtern, die als Bestandteil von Photovoltaikanlagen im häuslichen Umfeld in den Fokus rücken. Dabei fällt unter anderem auf, dass die Lästigkeit im Hörversuch durch hochfrequente Anteile erhöht wird, die sowohl durch die A-Bewertung als auch durch die Berechnungsvorschriften der Lautheit nur unzureichend erfasst werden. Schlussfolgernd bestätigen ELLERMEIER *et al.* in [12], „dass eine A-bewertete Schallpegelmessung die Klangqualität der Geräuschemissionen [...] nicht gehörgerecht erfasst“.

Im Zuge der Nutzung psychoakustischer Attribute stellen PEDERSEN *et al.* [35] die Frage, wie viele psychoakustische Attribute überhaupt benötigt werden, und schlussfolgern aus ihrer Untersuchung, dass oftmals versucht werde, mit wenigen, immer gleichen Attributen auszukommen (z. B. Lautheit, Schärfe), der jeweilige Anwendungsfall aber deutlich mehr und differenzierte Attribute zulasse. Diese Aussage mag zwar vorrangig auf Hörversuche gezielt haben, bei denen Probanden mit differenzierteren Attributen ihr Hörempfinden besser beschreiben können, die Nutzung angepasster Attribute ist aber auch bei berechneten Metriken hilfreich. So finden angepasste Metriken z. B. in der Motorenentwicklung Anwendung, wo für die Auslegung von Dieselmotoren beispielsweise der „Combustion Knocking Index“ (CKI) und der „Harshness Index“ (HI) entwickelt wurden [36]. Dabei beschreiben GRAF *et al.* die Vorteile der maßgeschneiderten Metriken bei der Zielwertvorgabe für Dieselnageln im Gegensatz zu früher üblichen A-bewerteten Schalldruckpegeln. Sowohl CKI als auch HI sind bereits in kommerzieller Prüfstandssoftware integriert und somit Stand der Technik. Anpassungen vorhandener Metri-

ken verwenden auch KIM *et al.*, die sich in [37] mit der Vorhersage der Lästigkeit von Laserdruckern befassen. Dabei bewerten sie verschiedene psychoakustische Attribute hinsichtlich ihrer Eignung, die Geräusche von sich drehenden Teilen (im Besonderen Elektromotoren und Getriebe) der Drucker zu beurteilen. Es fallen ihnen schlechte Korrelationen in der Tonalität nach AURES [38] auf, was sie dazu veranlasst, einen angepassten Algorithmus zu verwenden. Die Verfasser merken an, dass die Lautheit maßgeblichen Einfluss auf die Lästigkeit hat, der Einfluss von Schärfe, Rauigkeit und Tonalität aber erst bei Versuchen ähnlicher Lautheit mit Änderungen der Geräusche von rotierenden Teilen korreliert. Ebenfalls erwähnenswert ist die Tatsache, dass KIM *et al.* in [37] einen messbaren Unterschied der Lästigkeitsempfindung in Abhängigkeit vom kulturellen Hintergrund der Versuchspersonen dokumentieren. Dass Hörversuche nicht immer identische Ergebnisse liefern, sondern mitunter stark von dem Probanden und den Umständen der Geräuscharbietung abhängen, zeigen GHANI *et al.* in [39]. Dabei belegen die Autoren, dass eine Ablenkung während der Versuche die Empfindung der Lästigkeit eines Geräusches stark beeinflussen kann, wobei sich die Richtung der Beeinflussung (angenehmer oder unangenehmer) sowohl mit der Ablenkung (starke Konzentration, Unterhaltung) als auch mit dem Geräusch (Fremdgespräche, frequenzmodulierter Testton) ändern kann [39]. Bekannt ist auch, dass Probanden Geräusche bisweilen unterschiedlich bewerten, wenn sie den Ursprung des Geräusches kennen. Daher beschreibt FASTL in [40] erste Ansätze, Geräusche bei gleichbleibender psychoakustischer Wahrnehmung so zu verfremden, dass ihr Ursprung nicht mehr offensichtlich ist. Die Wirksamkeit dieser Maßnahme wird von ELLERMEIER *et al.* in [41] untersucht, wobei die Autoren Unterschiede in der Bewertung von unverfremdeten und verfremdeten Geräuschen feststellen. Es kann aber nicht abschließend geklärt werden, ob dies ein Resultat des Verfremdens und somit der Signalbearbeitung ist oder aber tatsächlich ein Resultat des Nicht-Erkennens der Geräusche durch die Probanden.

Die Verknüpfung aus Getriebeakustik und Psychoakustik wurde in geringem Umfang bereits in mehreren Publikationen behandelt. Da diese Kombination auch Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist, werden die für den weiteren Verlauf wichtigsten Untersuchungen im Folgenden eingehender beschrieben.

LEE *et al.* untersuchen in [42] die Möglichkeit, Achsgetriebeheulen mittels eines neuronalen Netzes zu charakterisieren. Dazu nutzen sie 80 synthetische Geräusche, die dem Innengeräusch eines SUV mit Achsgetriebeheulen nachempfunden sind, und lassen sie von 21 Probanden mit

NVH-Fachwissen im Hörversuch auf die Lästigkeit hin bewerten. Dabei korrelieren die Ergebnisse aus dem Hörversuch mit der berechneten Lautheit mit 0,875 und mit AI (Articulation Index) mit 0,855. Die Korrelation des Hörversuchs mit der Tonalität beträgt noch 0,74 und liegt dabei höher als die mit der Schärfe (0,55) und mit der Rauigkeit (0,33). Das Ziel liegt hier in der Vorhersage psychoakustischer Parameter mittels zuvor abgeschätzter, synthetisierter Luftschallsignale. Aufbauend auf diese Untersuchung gehen KIM *et al.* in [43] weiter auf die Nutzung eines erweiterten Tonalitätsmodelles ein, da die Korrelation zwischen Hörversuchen und berechneter AURES-Tonalität nicht zufriedenstellend ist. Auch hier wird auf die in [42] erzeugten simulierten Signale zurückgegriffen.

PANNERT *et al.* untersuchen in [44] die Auswirkungen verschiedener psychoakustischer Einflüsse auf die wahrgenommene Lästigkeit von Getriebegeräuschen. Die Analyse wird mittels Hörversuchen durchgeführt, für die zuvor Luftschallaufnahmen verschiedener ein- und zweistufiger Stirn- und Kegelradgetriebe in unterschiedlichen Betriebszuständen (Anfahren, Hochlauf, Volllast) erstellt worden sind. Es werden neben Lautheit, Rauigkeit und Schärfe auch Fluktuation, Tonhaltigkeit und Curtosis berücksichtigt. Dabei kommen die Autoren zu dem Schluss, dass die Lautheit den mit Abstand größten Einfluss auf die Lästigkeit hat. Sie beziffern die Erklärungskraft auf ca. 80 %, wenn nur ein Parameter herangezogen wird. Die Berücksichtigung eines zweiten Parameters steigert die Erklärungskraft auf ca. 82 %, wenn die Tonhaltigkeit dazu genutzt wird. Für ein 3-Parameter Modell steigert sich die Erklärungskraft auf maximal 83,93 %, wobei die Nutzung von Curtosis, Rauigkeit oder Fluktuation nur geringe Unterschiede zur Folge haben. Aufgrund der Dominanz der Lautheit werden ebenfalls Versuche mit normierter Lautheit durchgeführt. Dabei zeigt sich überraschenderweise die Fluktuation als wichtigster Parameter, obwohl diese im vorangegangenen Versuch praktisch zu vernachlässigen war. Dieses Verhalten kann von den Autoren nicht begründet werden.

BRECHER *et al.* gehen in [45] einen Schritt weiter und untersuchen die Zusammenhänge zwischen psychoakustischen Parametern und der Zahngeometrie anhand eines Versuchsgetriebeaufbaus, bei dem die zuvor unterschiedlich bearbeiteten Zahnradsätze (z. B. mit Teilungsfehler, Kopfrücknahme o. ä.) ohne Änderung des Aufbaus getauscht werden können. Die Auswertung wird für gängige Psychoakustik-Attribute vorgenommen (Lautheit, Rauigkeit, Schärfe, Tonhaltigkeit). Die Autoren stellen fest, dass sowohl die Lautheit als auch die Schärfe mit der Drehzahl ansteigen, wohingegen die Tonalität nahezu unabhängig von der Drehzahl ist. Zudem fällt auf, dass die Ergebnisse der Luftschall- und Körperschallmessung sich qualitativ ähneln, woraus sich

die Frage ableiten lässt, ob Körperschallsignale mit Berechnungsansätzen der Psychoakustik ausgewertet werden können. In der Untersuchung zeigt sich bei der Ordnungsanalyse der Verzahnungsfrequenzen und bei der Rauigkeit außerdem die gleiche Rangfolge der unterschiedlichen Zahnradsätze sowohl in der Luftschall- als auch in der Körperschallauswertung. Allerdings werden die Einzelheiten der psychoakustischen Auswertung sowie die akustischen Eigenschaften der Sensoren und der Frequenzbereich der Auswertung in [45] nicht näher erläutert, weshalb die von den Autoren genannten Lautheiten von bis zu 150 sone im Luftschall und die Verarbeitung von luftschallfremden Signalen in der Auswertesoftware weitere Fragen aufwerfen.

In einer daran anschließenden Untersuchung beschäftigen sich BRECHER *et al.* insbesondere mit den Auswirkungen der Verzahnungsfrequenzen auf die Geräuschqualität eines Testgetriebes [46]. Dabei verwenden die Autoren neben Luftschall- und Beschleunigungssignalen auch die im Versuchsaufbau gemessene Differenzbeschleunigung (zweifache zeitliche Ableitung der Wälzabweichung). Die Autoren halten fest, „dass die Anregung im Zahneingriff entscheidend zur Gesamtlautheit aller Einzelsignale beiträgt“ [46]. Die für die Lautheit als dominant angesehenen ersten zwei Eingriffsordnungen werden auch in der Beurteilung der Tonalität als dominant erachtet. Dabei zeigen sich auch in dieser Untersuchung qualitative Ähnlichkeiten zwischen Luft- und Körperschallsignalen.

In [47] verwenden BRECHER *et al.* schließlich zwei unterschiedliche Radsätze, um -die Auswirkungen unterschiedlicher Verzahnungskräfte auf psychoakustische Parameter hin zu untersuchen. Dabei bleibt die Versuchsdurchführung auf einen Drehzahlhochlauf bei konstantem Moment beschränkt. Mit Hilfe einer Abschätzung der Übertragungsfunktion wenden die Autoren die Psychoakustik auch erfolgreich auf simulierte Daten an. Ähnlich wie schon in [45] und [46] konzentrieren sich die Autoren aber in erster Linie auf die Auswirkungen verschiedener Zahnradvariationen und weniger auf die Vorhersage des Luftschalls durch Körperschallsignale. Auch ist besonders darauf hinzuweisen, dass die von BRECHER *et al.* verwendeten Prüfgetriebe und Methoden zur Erfassung der Differenzbeschleunigungen für den Prüfbetrieb ausgelegt sind und in der Serie nicht oder nur in stark veränderter Form verwendet würden.

Ebenfalls gezielt mit der Psychoakustik – und daraus ableitend möglichen Verbesserungen von Zahnrädern hinsichtlich der empfundenen Lästigkeit – beschäftigen sich NEUBAUER *et al.* in [48]. Dabei untersuchen die Autoren den Ansatz von inäquidistanten Zahnabständen und Zahnbrei-

ten; das grundlegende Prinzip zur Vermeidung tonaler Komponenten findet sich auch bei Lüftern oder bei der Auslegung von Reifenprofilen. Die Ziele liegen dabei weniger in der Verringerung des Summenschalldruckpegels als vielmehr in der Verringerung akustisch lästiger Attribute, deren Gesamtwirkung NEUBAUER *et al.* mithilfe der Gleichung nach FASTL und ZWICKER [49] beurteilen. Die Autoren greifen bei der detaillierten Beurteilung auf die Metriken der Lautheit, Rauigkeit, Schwankungsstärke, Schärfe und Tonalität zurück. Die Untersuchung gründet dabei auf Luftschalldaten, die in experimentellen Simulationen an einem Verspannungsprüfstand gewonnen werden. Es zeigt sich, dass Resonanzfrequenzen des Prüfaufbaus bei dem Vergleich von äquidistanten und inäquidistanten Zahnrädern unterschiedlich angeregt werden und der Prüfstand somit unterschiedliche Frequenzbereiche im Luftschall beeinflusst. Dieser Umstand ist für eine prüfstandsunabhängige Beurteilung der Verzahnung nachteilig, da neben der beabsichtigten Verzahnungsbeurteilung auch die Einflüsse des Prüfstandes erfasst werden, was zusätzliche Herausforderung bei Luftschallmessungen widerspiegelt.

1.3 Zielsetzung der Arbeit und Abgrenzung zu bisherigen Arbeiten

Nach den vorangegangenen Ausführungen zur Wahrnehmung von Getriebegeräuschen und akustisch begründeten Reklamierungen stellt sich die Frage, inwieweit sich Getriebegeräusche aufgrund von Abweichungen in der Produktion – seien sie durch Serienstreuung oder Fehlbehandlung hervorgerufen – ändern und wie stark sich diese Änderungen in der Psychoakustik widerspiegeln. Diese Fragestellung zielt darauf ab, diejenigen Parameter zu identifizieren, mit denen das Getriebegeräusch im Sinne einer besseren Nutzerakzeptanz optimiert werden kann. Die bereits von BRECHER *et al.* durchgeführten Untersuchungen zur Psychoakustik von Getrieben zeigen erste Erfolge, beschränken sich aber auf spezielle Schliffbilder der Verzahnung und wurden an Zahnradprüfständen durchgeführt, die dabei in wenigen Lastpunkten betrieben wurden. Davon grenzt sich die vorliegende Arbeit ab, indem sie die zunächst die Einflüsse von Fertigungsabweichungen und Montagefehlern auf die Psychoakustik untersucht. Zwar können die daraus gewonnenen Schlüsse auch zu Optimierungsstrategien herangezogen werden, jedoch steht das Verständnis über die Wahrnehmung der Auswirkungen von Abweichungen zum Soll-Zustand im Vordergrund. Zudem wird im Gegensatz zu den o. g. Arbeiten das komplette Betriebskennfeld beschrieben, d. h. die kompletten zur Verfügung stehenden Drehzahl- und Drehmomentbereiche werden ausgenutzt. Sicherlich können Anlagen, die dauerhaft in stationären Lastzuständen betrieben werden, für einen sehr kleinen Betriebsbereich optimiert werden, je-

doch ist im Hinblick auf transiente Betriebszustände die Beurteilung des kompletten Betriebskennfeldes wichtig. Gerade in Bezug auf Fahrzeuggetriebe, bei denen die Nutzererwartung an die Geräuschqualität sehr hoch ist, ist dieser Schritt unumgänglich. Zudem wird ein komplettes Getriebe untersucht, wie es beim Nutzer zum Einsatz kommt. Die Beurteilung soll also auf das komplette Produkt angewendet werden und nicht nur auf Einzelkomponenten in speziellen Entwicklungsprüfständen. Besonders bei möglichen Anwendungen in der Qualitätssicherung ist diese Anforderung wichtig, da hierbei das endgültige Produkt mit allen Übertragungspfaden beurteilt werden soll. Somit soll der Einsatz der Methode nicht nur in der Entwicklungsphase, sondern auch im späteren Betrieb möglich sein. Dieser erste Teil der Arbeit wird mit Hilfe von Ist-Zustandsmessungen an einem Prüfgetriebe durchgeführt, die mit Messungen von variierten Zahnradsätzen verglichen werden. Das Ziel besteht darin zu ermitteln, ob geringe Fertigungsabweichungen oder Schäden vom Nutzer erkannt werden, oder ob allein schon die Serienstreuung deutliche Unterschiede im Geräusch nach sich ziehen kann. Daran knüpft direkt die Frage an, ob es evtl. Metriken gibt, die auf eine bestimmte Änderung eher ansprechen und sich weitergehend als möglicher Indikator für eine vom Idealzustand abweichende Verzahnung eignen und somit im nächsten Schritt zum Monitoring von Anlagen genutzt werden können. Das umschließt sowohl Abweichungen, die noch vor der Nutzung auftreten, also in der Fertigung oder der Montage begründet sind, als auch Abweichungen, die erst im Betrieb auftreten.

Unabhängig davon, ob eine Schadenserkenkung mittels psychoakustischer Analyse möglich ist oder nicht, hilft das Wissen um die Psychoakustik, Produkte kundenfreundlicher zu gestalten und sollte somit auch Gegenstand der Entwicklung sein. Die psychoakustische Analyse von Geräuschen gründet dabei in der Regel auf der Beurteilung von Geräuschen im Luftschall. Luftschallmessungen sind allerdings anfällig für Störungen, was besonders im industriellen Nutzungsumfeld, aber auch schon bei der Entwicklung große Hindernisse bei der Erstellung von Geräuschdateien mit sich bringt. Dieser Umstand soll in der Arbeit deutlich aufgezeigt werden. Aufbauend auf den Erfahrungen der Körperschallanalysen, die im Bereich der technischen Akustik flächendeckend zur Analyse technischer Objekte eingesetzt werden und zuverlässige Ergebnisse liefern, untersucht die vorliegende Arbeit die Übertragung psychoakustischer Metriken auf Körperschallsignale. Erste Untersuchungen zeigen grundsätzliche Ähnlichkeiten von Luftschall und Körperschall hinsichtlich der Psychoakustik. So stellen BRECHER *et al.* in [45] bei der psychoakustischen Auswertung qualitative Ähnlichkeiten zwischen Luft- und Körperschall fest. Es fällt auf, dass die Rangfolgen verschiedener Getriebegeräusche im Luftschall und Körperschall identisch sind, was den Ansatz der Körperschallnutzung plausibel erscheinen lässt.

Die Autoren gehen dabei nicht auf die Signalhandhabung während der Analysen ein, so dass nicht klar ist, welche Voraussetzungen der Signalerfassung und Aufbereitung für die genannten Ergebnisse gelten. Darauf aufbauend werden in der vorliegenden Arbeit Überlegungen angestellt, welche Erwartungen man an unterschiedliche psychoakustische Kenngrößen hat, wenn die Analyse auf Körperschallsignale angewendet wird.

Ziel ist es, die Psychoakustik eines Getriebes prognostizieren zu können, ohne eine Luftschallmessung durchführen zu müssen. Der erste Schritt ist die Ermöglichung von belastbaren Relativvergleichen, die selbst ohne quantitative Aussage einen deutlichen Vorteil in der Entwicklung bringen. Im weiteren Vorgehen sollen Möglichkeiten der Signalanpassung entwickelt werden, die über den relativen Vergleich auch eine Aussage über die Absolutwerte der verwendeten psychoakustischen Kenngrößen geben sollen. Ein Fokus liegt während der Methodenentwicklung auf der Signalerfassung und -aufbereitung, da die psychoakustischen Größen für die Nutzung von Luftschallsignalen definiert sind. Gerade der Absolutgrößenabweichung der Messgrößen und der möglichen gegenseitigen Beeinflussung der psychoakustischen Kenngrößen fällt dabei eine wichtige Rolle zu. Die Arbeit setzt sich zum Ziel, die Möglichkeiten einer psychoakustischen Körperschallanalyse zu beleuchten und schließlich Vor- und Nachteile einzelner Varianten aufzuzeigen.

2 Grundlagen und theoretischer Ansatz

Die folgenden Abschnitte dienen zur Einführung in das Thema der technischen und psychologischen Akustik und beleuchten typische Anwendungsfälle und Besonderheiten der Getriebeakustik. Es werden Referenzwerte vorgestellt, die im späteren Verlauf genutzt werden, und dem Leser sollen die verwendeten Begriffe und Größen nähergebracht werden. In Abschnitt 2.3 wird schließlich der Ansatz zur Verwendung von Körperschalldaten erläutert, welcher der vorliegenden Arbeit zugrunde liegt.

2.1 Grundlagen zur Schallentstehung, -leitung und -wahrnehmung

Unter Schall versteht man im Allgemeinen durch die Luft übertragene Druckschwingungen, die vom menschlichen Hörsinn wahrgenommen werden. Für die Frequenzgrenzen des vom Menschen hörbaren Schalls finden sich in der Literatur unterschiedliche Angaben. Die gängigsten Angaben über den menschlichen Hörbereich nennen entweder 16 Hz bis 16 kHz (z. B. bei MÖSER [50]) oder 20 Hz bis 20 kHz (z. B. bei HELLBRÜCK und ELLERMEIER [51]). Da das menschliche Hörvermögen interindividuellen Grenzen unterliegt und sich darüber hinaus im Laufe des Lebensalters ändert, kann keine Aussage über absolute Grenzen gemacht werden. Die genannten Bereiche grenzen den menschlichen Hörbereich allerdings ausreichend genau ein, um z. B. die genutzte Messtechnik daran anzupassen. Unterhalb des hörbaren Frequenzbereiches spricht man von Infraschall, oberhalb von Ultraschall. Frequenzen beider Bereiche sind für den Menschen nicht hörbar, können aber z. B. von verschiedenen Tierarten wahrgenommen und genutzt werden. Daran zeigt sich, dass unsere Beschreibung von Schall immer auch an die menschliche Empfindung angepasst ist.

Abweichend vom herkömmlichen Verständnis von Schall als hörbare Luftschwingungen kann Schall auch von festen Stoffen weitergeleitet werden. In festen Körpern pflanzen sich Schwingungen anders fort als in Fluiden und Gasen: Sie können sich zwar ebenfalls als Longitudinalwelle (siehe Dehnwelle in Abbildung 1) im Material fortpflanzen, aber aufgrund der Schubspannungen im Material auch als Transversalwelle. Dabei zeichnet sich die Transversalwelle durch eine Wellenausbreitung orthogonal zur Schwingungsrichtung (z. B. Biegeschwingung oder Torsionsschwingung) aus, während bei der Longitudinalwelle Schwingungsrichtung und Ausbreitungsrichtung identisch sind.

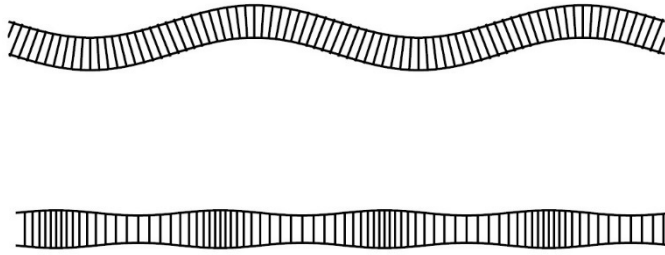


Abbildung 1: Biegewelle (oben) und Dehnwelle (unten) als Beispiel unterschiedlicher Körperschallleitung (nach [50], Seite 129, mit freundlicher Genehmigung des Springer Verlages)

Die Schwingungsrichtung der Biegewelle in Richtung der Oberflächennormalen führt unmittelbar zur Bewegung der angrenzenden Luftschicht. Diese Anteile sind maßgeblich verantwortlich für die Geräuschabstrahlung fester Körper. Liegen die Strukturschwingungen im Frequenzbereich des o. g. menschlichen Hörbereichs, spricht man von Körperschall. Der Körperschall einer Struktur – bspw. eines Getriebegehäuses – ist für den Menschen (ohne direkten Kontakt) zunächst nicht wahrnehmbar. Allerdings übertragen sich die Körperschallschwingungen auf das umgebende Medium und pflanzen sich auf diese Weise als Luftschall fort. In diesem Fall spricht man von körperschallinduziertem Luftschall. Für ausführliche Herleitungen der Spannungsverteilung und Wellenleitung innerhalb fester Stoffe wird auf die einschlägige Literatur verwiesen [18, 50, 52, 53].

Die Übertragung des Körperschalls einer Struktur in die Umgebung ist ein wichtiger Ansatz bei der vorliegenden Arbeit, da Prognosen über den Luftschall anhand von Körperschallsignalen aufgestellt werden sollen. Der Zusammenhang zwischen der Anregung einer Struktur durch eine dynamische Kraft und der daraus resultierenden Schallleistung wird in der sogenannten maschinenakustischen Grundgleichung (MAGG) abgebildet [18, 54, 55]. Mit $P(f)$: Schallleistung, Z' : Schallkennimpedanz, $\sigma(f)$: Abstrahlgrad, S : Oberfläche und $\overline{\tilde{v}_\perp^2}$: flächengemitteltes Quadrat der effektiven Oberflächenschnelle in Normalenrichtung lässt sie sich schreiben als

$$P(f) = Z'_{\text{Fluid}} \cdot \sigma(f) \cdot S \cdot \overline{\tilde{v}_\perp^2}(f). \quad (2-1)$$

Da die Schallkennimpedanz für übliche Luftschallmessungen weitgehend gleich bleibt, hängt die abgestrahlte akustische Leistung in erster Näherung nur vom Abstrahlgrad, der Oberfläche

und dem gemittelten Quadrat der effektiven Oberflächenschnelle in Normalenrichtung ab. Geht man davon aus, dass bei Messungen an einem strukturell nicht veränderlichen Objekt auch die Oberfläche und der Abstrahlgrad über die Zeit gleich bleiben, lassen sich Änderungen im gemessenen Luftschall direkt auf Änderungen der Oberflächenschnelle zurückführen.

Zur Veranschaulichung wird die MAGG auch oft als Blockschaltbild dargestellt, was dem besseren Verständnis dient. So wird in Abbildung 2 verdeutlicht, dass die eingeleitete Anregungskraft F Ursache der Körperschallanregung ist und die Fluidschallabstrahlung von der Oberflächenschnelle abhängt. Erst die Fluidschallabstrahlung der Struktur führt (über den Abstrahlgrad σ und die Oberfläche S) schließlich zu einer Schallleistung P im Fluid.

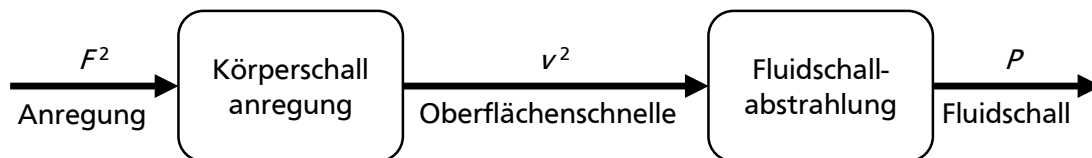


Abbildung 2: Blockschaltbild der MAGG

2.1.1 Technische Akustik

Bei der Messung des Luftschalldruckes wird die Einheit Pascal (Pa) als Einheit des Druckes verwendet. Dabei nimmt der Mensch im Frequenzbereich von 1 bis 5 kHz bereits Druckänderungen von ca. $2 \cdot 10^{-5}$ Pa wahr. Diese untere Schwelle der Wahrnehmung wird auch als „Hörschwelle“ bezeichnet. Gleichzeitig liegt die Schmerzgrenze – in der Literatur auch teilweise als „obere Hörschwelle“ bezeichnet – bei ca. 20 Pa [51]. Aufgrund dieses großen Dynamikumfangs von 6 Größenordnungen (Faktor 10^6), den das menschliche Gehör zu verarbeiten im Stande ist, hat sich die Nutzung der logarithmischen Darstellung des Schalldruckes in Dezibel (dB) durchgesetzt. Entsprechend den Regeln der Pegelbildung für Leistungsgrößen wird der aktuelle Wert der Schallleistung P in Relation zu einem Referenzwert P_0 gesetzt und logarithmiert [56]. Die Nutzung der Bezeichnung *Dezibel* macht zudem eine Multiplikation mit dem Faktor 10 nötig:

$$L_P = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \text{ dB.} \quad (2-2)$$

Aufgrund des proportionalen Zusammenhanges

$$P \sim v \cdot p \sim p^2 \sim v^2 \quad (2-3)$$

werden Messgröße und Referenzwert für die Pegelberechnung des Schalldruckpegels – wie generell bei Leistungswurzelgrößen (auch oft als Feldgrößen bezeichnet) – quadriert. Somit ergibt sich die Berechnung des Schalldruckpegels L_p zu

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) \text{dB} = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 \text{dB} = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{dB}. \quad (2-4)$$

Der genutzte Logarithmus zur Basis 10 wird im Sinne einer übersichtlicheren Gestaltung statt „log₁₀“ auch als „lg“ geschrieben. Pegel anderer Leistungswurzel- und Leistungsgrößen, wie bspw. Beschleunigung und Schnelle bzw. Intensität, werden nach den gleichen Vorgaben in Pegel umgewandelt, lediglich ändert sich bei abweichenden Messgrößen auch der Referenzwert. Aufgrund des direkten Einflusses des Referenzwertes auf den erhaltenen Pegelwert in dB ist die Kenntnis des Referenzwertes für eine Interpretation des dB-Wertes unerlässlich. Die in dieser Ausarbeitung genutzten Referenzwerte zur Pegelbildung richten sich – soweit nicht anderweitig gekennzeichnet – nach DIN EN ISO 1683 [57]. Der Referenzwert des Schalldrucks entspricht im Allgemeinen gerade dem Schalldruck der o. g. Hörschwelle. Derart referenzierte Luftschalldruckpegel werden auch mit dB SPL gekennzeichnet, wobei SPL für „Sound Pressure Level“ steht. Demnach ist ein Ton mit 0 dB SPL gerade hörbar und ein Ton mit 120 dB SPL verursacht Schmerzen. Diese Grenzen sind, wie auch die zuvor beschriebenen Frequenzgrenzen, keine absoluten festen, sondern statistisch ermittelte Grenzen, da die Wahrnehmung von Mensch zu Mensch unterschiedlich ist und sich darüber hinaus mit dem Alter ändert. Auch die Frequenz hat großen Einfluss auf die Hörschwelle. So verdeutlicht Abbildung 3 die Kurven gleichlaut empfundener Schalldruckpegel in Abhängigkeit von der Frequenz.

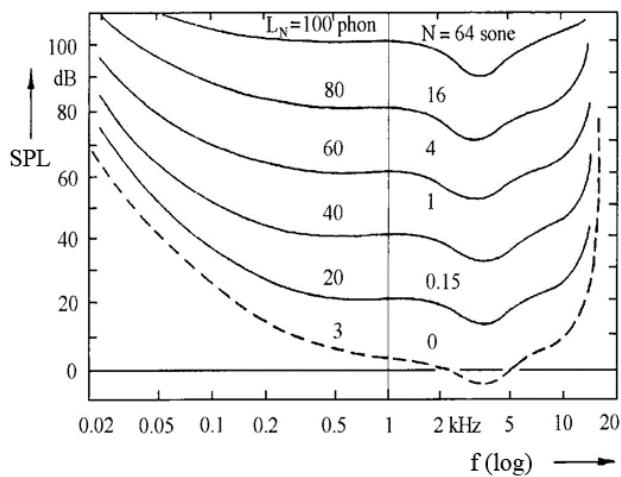


Abbildung 3: Kurven gleicher Lautstärke (Isophone) (bearbeitet nach [51], Seite 73, mit freundlicher Genehmigung des Hogrefe Verlages)

Deutlich zu sehen ist die hohe Empfindlichkeit des Gehörs bei ca. 2 bis 5 kHz, wohingegen Töne sehr tiefer Frequenzen deutlich höhere Schalldruckpegel erreichen müssen, um gleich laut empfunden zu werden (eingehendere Betrachtungen zur menschlichen Wahrnehmung und angepasster Skalen werden in Abschnitt 2.1.2 behandelt). Im technischen Bereich werden aufgrund dieser Frequenzabhängigkeit verschiedene Filterfunktionen genutzt, die das menschliche Hörempfinden abbilden sollen (Abbildung 4). Das sind z. B. die in DIN EN 61672-1 [58] als A-, B-, und C-Bewertung bezeichneten Filter, wobei die A-Bewertung für Pegel unterhalb 40 dB SPL, die B-Bewertung für Pegel zwischen 40 und 90 dB SPL und die C-Kurve für Pegel über 90 dB SPL ausgelegt ist, da die Kurven gleicher Lautstärke, wie in Abbildung 3 ersichtlich, für höhere Pegel zunehmend flacher verlaufen.

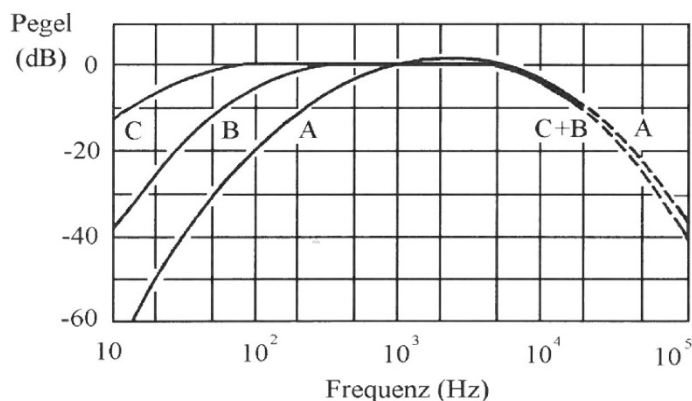


Abbildung 4: Filterverhalten verschiedener Bewertungskurven ([51], Seite 77, mit freundlicher Genehmigung des Hogrefe Verlages)

Dennoch wird die A-Bewertung bei Anwendungen in der Industrie und bei der Deklaration von Produkten auch bei Pegeln oberhalb von 40 dB SPL eingesetzt und ist somit die – wenn auch oftmals fälschlicherweise – am häufigsten verwendete Bewertungskurve. Die Kennzeichnung mithilfe solcher Bewertungskurven ermittelter Schalldruckspektren oder Summenpegel geschieht in der Praxis häufig mit einer Nachstellung des jeweiligen Kennbuchstabens nach der Dezibelbezeichnung, z. B. dBA oder dBC (auch: dB(A) oder dB (A)). Die Verwendung von dBZ kennzeichnet dementsprechend die Z-Bewertung, die allerdings keine Änderung des Frequenzverlaufes mit sich bringt, sondern lediglich zur eindeutigen Kennzeichnung des unbewerteten Schalldruckpegels dient [58]. Diese Art der Kenntlichmachung durch einen Annex an der Größeneinheit ist zwar nicht DIN-konform [59], wird aber von anderen Institutionen genutzt und findet auch in der Praxis häufig Anwendung. Daher wird diese Art der Kenntlichmachung durch Annexe teilweise auch in dieser Arbeit zur besseren Erkennbarkeit bei Luftschallpegeln verwendet.

Die Analyse der Frequenzzusammensetzung eines Zeitsignals wird im Allgemeinen durch die Fourier-Transformation beschrieben, die auf der Theorie beruht, dass sich jedes kontinuierliche, differenzierbare Zeitsignal durch eine Superposition mehrerer Sinussignale darstellen lässt. Die Fourier-Transformierte $x(f)$ eines bekannten Zeitsignals $x(t)$ lässt sich schreiben als

$$x(f) = F\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt. \quad (2-5)$$

Für die Praxis ist die daraus abgeleitete diskrete Fourier-Transformation (DFT) insofern wichtig, als dass damit auch endliche Signale mit zeitlich diskreten Anteilen in ihre Sinusanteile zerlegt werden können. Dies beschränkt sich im Falle der DFT aufgrund der Diskretisierung allerdings auf periodische Signale. In der vorliegenden Arbeit wird die mittlerweile übliche Fast Fourier Transformation (FFT) genutzt, die eine spezielle Variante der DFT darstellt und besonders bei der Computernutzung Vorteile in der Berechnungsgeschwindigkeit mit sich bringt. Dabei werden Zeitsignale mit einer Abtastrate f_s aufgezeichnet und blockweise vom Rechner frequenzanalysiert. Die Auflösung der Frequenzanalyse hängt dabei von der zeitlichen Länge t des analysierten Datenblockes ab und ergibt sich mit der Sampleanzahl pro Auswerteblock n_{Block} (auch als Blocklänge bezeichnet) zu

$$\Delta f = \frac{1}{t} = \frac{f_s}{n_{\text{Block}}}, \quad (2-6)$$

wobei $n_{\text{Block}} = 2^m$ entsprechen muss (mit $m \in \mathbb{N}$). Daraus ergibt sich ein Schmalbandspektrum, welches dem einer Signalanalyse mittels Filterung mit absolut konstanter Filterbandbreite entspräche. Demgegenüber steht die Auswertung mit Filtern relativer Breite, wie z. B. die in der Akustik oft verwendeten Terz- oder Oktavfilter. Dabei ändert sich die Breite des genutzten Filters – und somit des ausgewerteten Frequenzbandes – mit der Frequenz. Die oberen und unteren Bandedeckfrequenzen stehen aber in einem gleichbleibenden Verhältnis, was bei einer logarithmischen Darstellung der Frequenzachse optisch gleichbreite Frequenzbänder zur Folge hat [52]. Weitere Einzelheiten und Werte finden sich in den entsprechenden Normen (z. B. [60, 61]). Die Darstellung in Frequenzbändern relativ konstanter Breite kann als Summenpegel des Schmalbandspektrums zwischen unterer und oberer Bandedeckfrequenz aufgefasst werden und die Oktavdarstellung wiederum als Summe der darin enthaltenen Terzen. Dies führt bei einem Rauschsignal zu einem erhöhten Pegel für breitere Bänder, während einzelne Sinusanteile in allen Darstellungen den Pegelwert dominieren. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5 exemplarisch anhand eines Testsignals dargestellt. Der Rauschanteil, der in der Schmalbanddarstellung konstant bei ca. 0 dB liegt, steigt für die Terz- und Oktavdarstellung mit 10 dB pro Dekade an. Die Peaks bei 500, 1000, 3000 und 4000 Hz werden dahingegen in allen Darstellungen mit gleichem Pegel (mit Ausnahme des zusätzlich aufsummierten Rauschanteils bei breiteren Bändern) dargestellt. Die Nutzung der unterschiedlichen Darstellungsarten bringt unterschiedliche Vor- und Nachteile mit sich: Oberschwingungen eines Signales, z. B. Vielfache einer Verzahnungsfrequenz, lassen sich in einer Schmalbanddarstellung mit linearer Frequenzachse aufgrund des gleichmäßigen Abstandes zueinander leichter erkennen als in einer Terzdarstellung, da dort in höheren Terzen mehrere Ordnungen in einer Terz zusammengefasst dargestellt werden und eine Differenzierung nicht möglich ist. Andererseits lassen viele schmalbandige Peaks nur schlecht Schlüsse über deren Anteil am Summenschallpegel zu, weshalb die Terzbetrachtung bei einer Pegelabschätzung kritischer Frequenzbereiche oftmals zweckdienlicher ist. In der vorliegenden Arbeit werden daher mitunter verschiedene Darstellungsarten von Spektren verwendet.

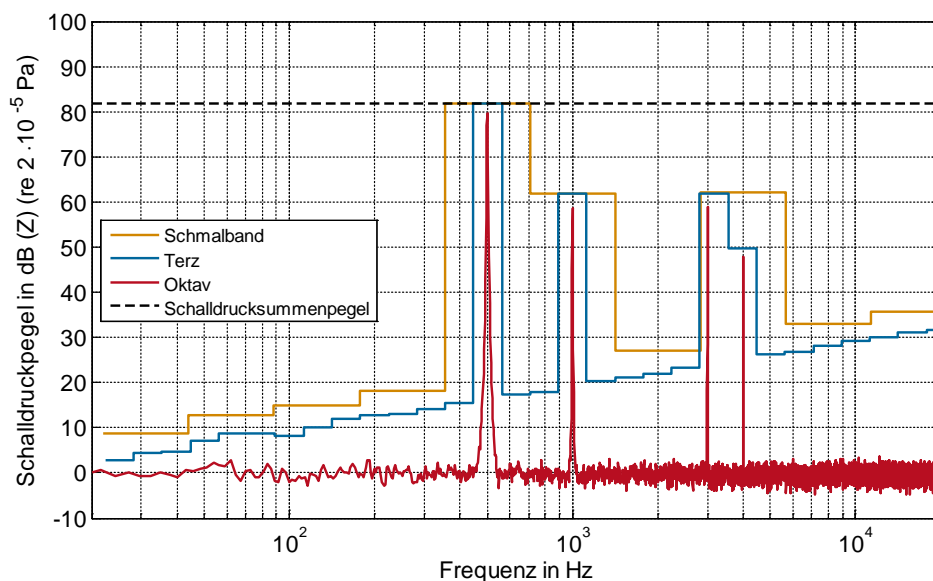


Abbildung 5: Beispiel für Schmalband-, Terz- und Oktavdarstellung

Bei weiterem Interesse an Grundlagen der Schallentstehung und -ausbreitung sowie der Erfassung und Analyse von Schall seien dem Leser u. a. die Werke von KOLLMANN, MÖSER, BLAUERT und VORLÄNDER empfohlen ([18, 50, 52, 55, 62, 63]).

2.1.2 Bedeutung und Anwendung der Psychoakustik

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, befasst sich die Disziplin der Psychoakustik mit der Wahrnehmung und Empfindung von Schall durch den Menschen. Die Ausführungen in den folgenden Abschnitten beschränken sich auf die für die vorliegende Arbeit wichtigen Begriffe, Metriken und Erkenntnisse der Psychoakustik. Weitergehende Grundlagen zum Aufbau des Gehöres bis zur Erfassung und Umwandlung von Schallwellen in elektrische Impulse im Innenohr und darüber hinaus finden sich in der einschlägigen Fachliteratur. An dieser Stelle seien die Werke von FASTL und ZWICKER [40], HELLBRÜCK und ELLERMEIER [51] sowie LERCH und SESSLER [64] empfohlen.

Wie bei jeder durch Probanden beschriebenen Empfindung gibt es auch bei der Geräuschempfindung interindividuelle Unterschiede. Diese variieren mit den körperlichen Voraussetzungen und dem Alter, aber auch mit kulturellen Gewohnheiten und in Abhängigkeit von aktuellen Tätigkeiten und Umfeldern [37, 39]. Dennoch können mit Hilfe von Hörversuchen eindeutige

oder zumindest tendenzielle Aussagen über die Empfindung und Klassifizierung eines Geräusches gemacht werden. Die Empfindung „laut“ kann jeder hörende Mensch beurteilen und nach seiner eigenen Empfindung einschätzen. Je zielgerichteter die abgefragten Attribute werden, desto schwieriger wird auch die eindeutige Beurteilung. Die Auffassung, wann ein Geräusch „scharf“ ist, kann der Erfahrung nach schon eher zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Die persönliche Einschätzung, wann eine Empfindung einem beschreibenden Attribut entspricht, wird durch die Erfahrung und die Auffassung der Probanden geprägt. Vermutlich aus diesem Grund wird bei psychoakustischen Größen oft von der subjektiven Beurteilung gesprochen. Dennoch können Ergebnisse aus Hörversuchen trotz der per se subjektiven Empfindung des einzelnen Probanden insgesamt objektive Ergebnisse liefern, wie GENUIT in [65] beschreibt. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit auf die Bezeichnung „subjektiv“ im Zusammenhang mit psychoakustischen Größen verzichtet. Wie detailliert eine Geräuschbeschreibung ausfallen und wie konsistent man verschiedene Klangfarben und -charakteristika zur Beschreibung in Hörversuchen darstellen und eingrenzen kann, zeigt sich bei den Ergebnissen des FVV-Forschungsvorhabens Nr. 720 [66]. Abbildung 6 zeigt den im genannten Vorhaben erstellten Geräuschkreis, in dem die Attribute und Eingrenzungen von einigen groben Beschreibungen im Innern des Kreises nach außen hin immer weiter verfeinert und detailliert dargestellt werden. Dabei wird deutlich, dass es bei den verfeinerten Attributen und Beschreibungen Unterschiede in der Eindeutigkeit gibt. Laute und Lautbeschreibungen, die man aus dem alltäglichen Gebrauch kennt, machen die Beurteilung auch für Laien leicht (Zischen, Blubbern, Rasseln), ebenso Geräusche, die zwar nur aus anderem Zusammenhang bekannt sind, aber deren Grundtendenz auch auf technische Geräusche übertragbar ist (Muhen, Grunzen). Darüber hinaus werden allerdings auch Worte zur Geräuschbeschreibung herangezogen, die nur von Fachleuten genutzt werden und bei Laien im Hörversuch großes Fehldeutungspotenzial mit sich bringen und somit auch zu größeren Streubreiten im Versuch führen können (Kollern, Resonanz, Schwebung). Die gröbere Einteilung im Innern des Geräuschkreises führt nicht zwangsläufig zu einer leichteren Beurteilung, da z. B. das Attribut feinkörnig im allgemeinen Sprachgebrauch nicht auf Geräusche angewendet wird. Bei aller Genauigkeit der gegebenen Attribute muss bei deren Abfrage also immer auch die Fachkenntnis (oder -unkenntnis) der Probanden berücksichtigt werden, da es ansonsten zur Unverständlichkeit der Aufgabenstellung bei der Geräuschbeurteilung führen kann [67]. Dieser Umstand kann auch als Argument für die Nutzung einer weniger, aber leicht verständlicher Attribute ausgelegt werden.

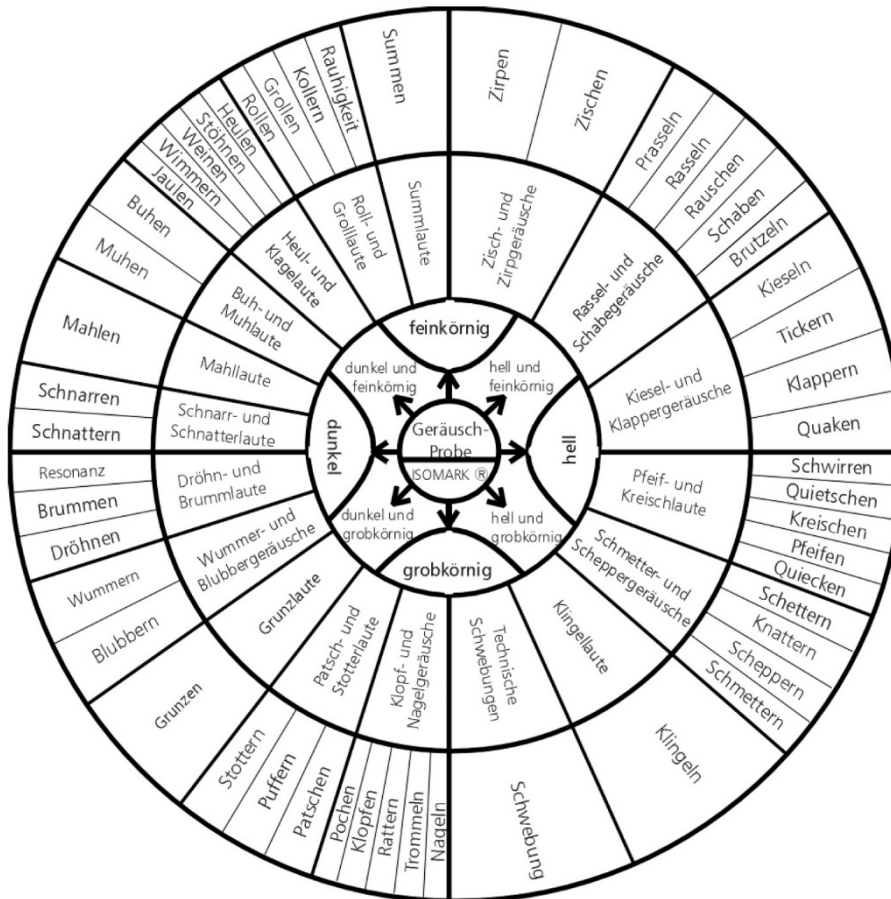


Abbildung 6: Entwurf des Systems zur Störgeräuschkategorisierung bei Verbrennungsmotoren des FVV-Vorhabens Nr. 720 [66] (mit freundlicher Genehmigung der FVV)

Im Folgenden werden einige grundlegende Mechanismen und Metriken erläutert, die für das Verständnis der psychoakustischen Analyse im Rahmen der vorliegenden Arbeit für sinnvoll erachtet werden.

Tonheit

Die bereits erwähnte technische Einteilung von Frequenzbereichen in Terzen oder Oktaven entspringt der verhältnismäßigen Beschreibung der abendländischen Musik. Dabei geben feste Verhältnisse von Frequenzen die Bandmitten vor. Die menschliche Empfindung einer Verdopplung der Tonhöhe stimmt aber gerade bei hohen Frequenzen nicht mit dieser berechneten Einteilung überein. Daher wurde bereits 1937 von STEVENS, VOLKMANN und NEWMANN [68] die Mel-Skala entwickelt und später von ZWICKER [49, 62] als Grundlage für seine Bark-Skala der Frequenzgruppen genutzt. Im Hinblick auf den vorwiegend technischen Charakter der vorliegenden Arbeit wird auf die Nutzung der Mel-Skala und Bark-Skala verzichtet. Die Bark-Skala wird jedoch oftmals als Bezugsgröße für spezifische psychoakustische Größen oder in Definitionen für

psychoakustische Metriken herangezogen, weshalb sie für das bessere Verständnis der folgenden Zeilen hier eingeführt wird. In Abbildung 7 ist die empfundene Tonhöhe (Tonheit z) in mel im Verhältnis zur logarithmisch aufgetragenen Frequenz f in Hz dargestellt.

Es fällt auf, dass bis ca. 500 Hz eine Frequenzverdoppelung auch eine Verdoppelung der Tonheit zu Folge hat, darüber hinaus jedoch größere Frequenzintervalle für eine Tonheitsverdoppelung nötig sind [62]. Nach MÖSER lässt sich die Tonheit z nach folgender Gleichung bestimmen:

$$z = \left[13 \cdot \arctan \cdot \left(0,76 \cdot \frac{f}{\text{kHz}} \right) + 3,5 \cdot \arctan \cdot \left(\frac{f}{7,5 \text{ kHz}} \right)^2 \right] \text{Bark [62]}. \quad (2-7)$$

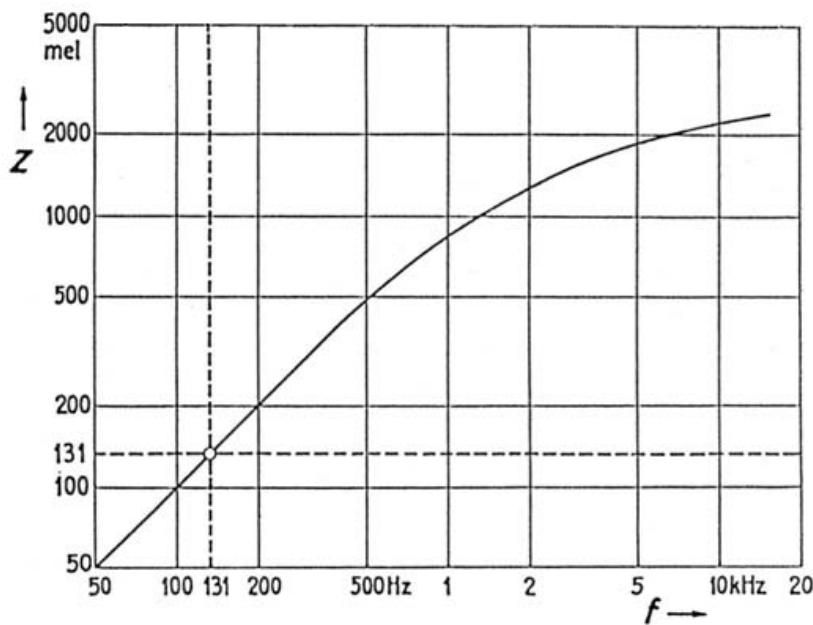


Abbildung 7: Tonheit z eines Tones als Funktion seiner Frequenz f (nach [69], Seite 83, mit freundlicher Genehmigung des S. Hirzel Verlages)

Der hörbare Frequenzbereich teilt sich in der Bark Skala nach ZWICKER weiterhin in 24 Frequenzgruppen auf, die in Abbildung 8 in einer logarithmischen Frequenzdarstellung im Vergleich zu Terzbändern dargestellt sind. Deutlich sichtbar ist die in der logarithmischen Darstellung gleichmäßige Breite der Terzen, wohingegen die Frequenzgruppen nach ZWICKER im Bereich zwischen 1000 und 4000 Hz etwas schmaler sind als die Terzen und gerade für tiefe Frequenzen deutlich größere Frequenzbereiche umfassen.

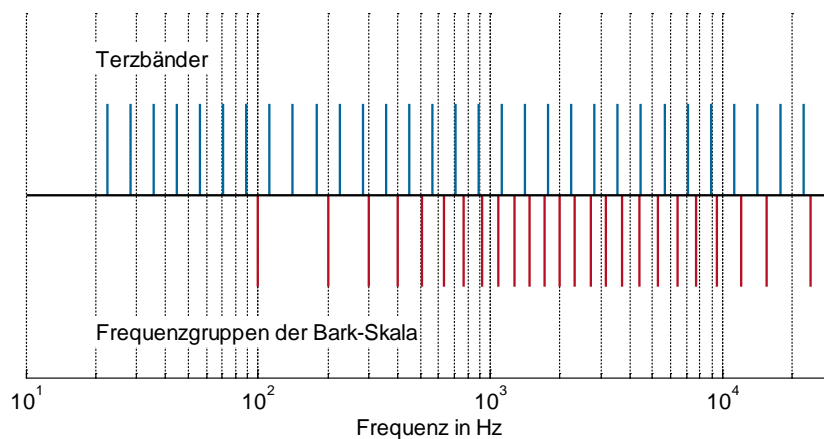


Abbildung 8: Gegenüberstellung von Terzbändern und Frequenzgruppen nach ZWICKER

Die physiologische Ursache der Empfindung in Frequenzgruppen liegt im Aufbau des Gehöres begründet, wodurch z. B. zwei diskrete Töne, die innerhalb einer Frequenzgruppe liegen, leiser wahrgenommen werden als zwei diskrete Töne, die in zwei unterschiedlichen Frequenzgruppen liegen [62]. Weitere Grundlagen zur Physiologie des Ohres und der auditiven Signalverarbeitung findet der interessierte Leser z. B. bei LERCH und SESSLER [64] sowie bei HELLBRÜCK und ELLERMEIER [51].

Lautheit

Die Lautheit N stellt das wohl intuitivste psychoakustische Attribut dar. Sie beschreibt, wie laut der Mensch ein Geräusch wahrnimmt. Dabei spielen viele Faktoren eine Rolle bei der Signalverarbeitung im Ohr. So benötigt das Gehör eine gewisse Zeit, um ein Geräusch in voller Stärke zu erfassen. Signale, die kürzer als 200 ms dargeboten werden, erscheinen bei gleicher Amplitude leiser als längere Signale. Ebenso hat die Frequenzlage des Geräusches einen deutlichen Einfluss auf die Wahrnehmung der Lautheit. Bereits in Abbildung 3 wird diese Abhängigkeit dargestellt. Die eingezeichneten Isophonen stellen die Kurven gleicher Lautheit dar. Dabei werden zwei verschiedene Einheiten benutzt. Das Phon, das einen ersten Ansatz zur Beschreibung der Lautheit darstellt und als Lautstärkepegel L_N bezeichnet wird, beschreibt einen Lautstärkevergleich zu einem Testton mit bekanntem Schalldruck. So entspricht ein Geräusch, das gleich laut empfunden wird wie ein 1-kHz Ton mit einem Schalldruck von 60 dB SPL, einem Lautstärkepegel von 60 phon [62]. Der Lautstärkepegel ist in DIN ISO 226 [70] genormt. Eine Zunahme von 10 phon entspricht in etwa einer Verdopplung der empfundenen Lautstärke. Da das menschliche Gehör aber nicht ideal logarithmisch empfindet, ist dieser Bezug unterhalb von 40 phon nicht gegeben, weshalb mit der Lautheit N in der Einheit Sone eine

bessere Annäherung an die empfundene Lautheit entwickelt wurde. Zudem wird der Wert der Lautheit N als empfundenes Verhältnis angegeben und ist dadurch für Probanden besser verständlich. So klingt ein Geräusch mit 2 sone ($\triangleq 50$ phon) doppelt so laut wie ein Geräusch mit 1 sone ($\triangleq 40$ phon) und ein Geräusch mit 4 sone ($\triangleq 60$ phon) noch einmal doppelt so laut [62]. Die Lautheit lässt sich formal nach den folgenden Gleichungen aus dem Lautstärkepegel in phon berechnen [62].

$$\frac{L_N}{\text{phon}} = 40 + 33,22 \cdot \log_{10} \frac{N}{\text{sone}} \quad \text{für } N > 1 \text{ sone} \quad (2-8)$$

$$\frac{L_N}{\text{phon}} = 40 \left(\frac{N}{\text{sone}} + 0,0005 \right)^{0,35} \quad \text{für } N < 1 \text{ sone} \quad (2-9)$$

Allerdings existieren zur Berechnung eines Lautheitswertes aus einem Signal verschiedene Algorithmen, bei deren Entwicklung versucht wurde, bestimmte Eigenschaften des Gehörs abzubilden. Dabei spielen die Dauer des Signals, der zeitliche Aufbau, die Bandbreite und auch die Frequenzzusammensetzung eine Rolle. Beispielsweise erhöhen – wie bereits im Abschnitt der Tonheit erläutert – mehrere diskrete Töne innerhalb einer Frequenzgruppe die Lautheit nicht so sehr wie diskrete Töne in unterschiedlichen Frequenzgruppen. Als Resultat wird ein synthetisches Rauschen begrenzter Bandbreite und konstanten Schalldruckpegels solange gleichlaut wahrgenommen, wie sich die Begrenzung innerhalb einer Frequenzgruppe befindet. Erst wenn sich das Signal über zwei oder mehrere Frequenzgruppen erstreckt, steigt auch der Lautheitsindruck. Die Gesamtlautheit eines Geräusches wird daher auch als Integral der spezifischen Lautheiten $N'(z)$ der einzelnen Frequenzgruppen aufgefasst [62]

$$N = \int_0^{24 \text{ Bark}} N' dz . \quad (2-10)$$

Für die vorliegende Untersuchung wird die Lautheit N_5 nach DIN 43631/A1 [6] verwendet, die denjenigen Lautheitswert beschreibt, der in 5 % der Messzeit erreicht oder überschritten wird und nach FASTL [71] ein gutes Maß für die globale Lautheit darstellt.

Rauigkeit

Nach VORLÄNDER [52] lässt sich der Eindruck der Rauigkeit am besten begreifen, wenn man sich die Stimme von Louis Armstrong vorstellt. Diese eher scherzhafte Beschreibung zeigt allerdings einmal mehr, wie sehr die Wahrnehmung von Erfahrung und deren Einschätzung geprägt ist. Das oben genannte Beispiel wird tatsächlich jedem Menschen, der Louis Armstrongs Gesang kennt, eine gute Beschreibung der Rauigkeit sein, so unwissenschaftlich sie im ersten Moment auch erscheinen mag. Technisch betrachtet werden Geräusche als rau empfunden, die einer Modulation unterliegen, also eine zeitvariante Einhüllende besitzen [65]. Dabei entscheiden Faktoren wie z. B. der Modulationsgrad, aber insbesondere auch die Modulationsfrequenz über die Stärke der Rauigkeit. Die Empfindung der Rauigkeit R tritt bei Modulationsfrequenzen zwischen 20 Hz und 300 Hz auf. Die maximale Rauigkeit eines Tons von 1 kHz wird bei einer Modulationsfrequenz von $f_{\text{mod}} = 70$ Hz wahrgenommen [49]. Bei FASTL und ZWICKER [49] finden sich detaillierte Informationen über die Einflüsse der Modulationsfrequenz, des Grades der Modulation, des Schalldruckes und der Frequenzabweichung auf die Rauigkeit, worauf an dieser Stelle verwiesen wird. Die Erfassung der Rauigkeit kann über den Umweg der durch die Modulation bewirkten Lautheitsänderung realisiert werden. Die Tatsache, dass sowohl eine sehr langsame Pegeländerung durch eine sehr langsame Modulation als auch eine kaum merkbare Änderung der Lautheit bei schneller Modulation die Rauigkeit verringern, führt nach FASTL und ZWICKER zu folgendem Zusammenhang:

$$R \sim f_{\text{mod}} \cdot \Delta N \quad (2-11)$$

Für eine genauere Betrachtung muss dabei berücksichtigt werden, dass die Änderung der Lautheit in Zusammenhang mit den Frequenzgruppen steht, die, wie oben beschrieben, nicht gleichmäßig über den Frequenzbereich verteilt sind und entscheidenden Einfluss auf die empfundene Lautheit haben. Somit führt eine differenziertere Betrachtung mit der hinzugefügten Definition, dass ein 1 kHz-Ton mit 60 dB SPL und einer 100 %-igen Amplitudenmodulation mit einer Modulationsfrequenz von 70 Hz der Rauigkeit von 1 asper entspricht, nach [49] zu folgendem Berechnungsansatz:

$$R = 0,3 \frac{f_{\text{mod}}}{\text{kHz}} \int_0^{24 \text{ Bark}} \frac{\Delta L_E(z)}{\text{dB / Bark}} dz \text{ asper.} \quad (2-12)$$

GENUIT geht in [72] auf das Problem der nicht genormten Rauigkeitsberechnung ein und erläutert beispielhaft ein Berechnungsmodell von SOTTEK [73], das den Signalfluss im Gehörgang modelliert und somit Ergebnisse liefert, die sich mit den Untersuchungen von FASTL und ZWICKER [49] gut decken [72]. Ältere Modelle zeigen mitunter deutliche Abweichungen in den berechneten Lautheitswerten, was eine Fehlerquelle beim Vergleich verschiedener Untersuchungen darstellt. In Ermangelung einer DIN-genormten Rauigkeitsberechnung wird in der vorliegenden Arbeit ein Algorithmus der Firma *HEAD Acoustics GmbH* genutzt, der im Softwarepaket *ArtemiS Suite Advanced Psychoacoustics Modules* enthalten ist und dem von GENUIT beschriebenen Modell nach SOTTEK [73] entspricht.

Eine Modulationsfrequenz deutlich unterhalb 20 Hz, beispielsweise eine Schwebung, hervorgerufen durch zwei Töne sehr dicht beieinanderliegender Frequenzen, wird nicht mehr als Rauigkeit, sondern eher als Schwankung des Ausgangstones empfunden. Für diese Empfindung gibt es daher das separate Attribut der Schwankungsstärke F , das in der Untersuchung nicht verwendet wird und daher hier nicht näher behandelt werden soll.

Schärfe

Die Schärfe S hat in vielen Untersuchungen einen festen Stellenwert als psychoakustische Metrik erlangt. Dabei sind durch Anpassung und unterschiedliche Ansichten bei der Auslegung der Schärfe auch unterschiedliche Berechnungsalgorithmen entstanden, wobei an dieser Stelle nur auf zwei Berechnungsvorschriften näher eingegangen werden soll. Ganz generell kann festgehalten werden, dass die Schärfe in erster Linie vom Frequenzschwerpunkt eines Geräusches bestimmt wird. So klingen hochfrequente Geräusche eher scharf. Dieser Eindruck kann durch das Hinzufügen tieffrequenter Komponenten zum Gesamtgeräusch verringert werden, selbst wenn dabei der Summenschalldruckpegel steigt. Die Schärfe wird in der Einheit Acum angegeben und berechnet sich nach DIN 45692 [7] wie folgt:

$$S_{\text{DIN}} = k \cdot \frac{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) \cdot g(z) \cdot z / \text{Bark} \, dz}{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) \, dz} \text{ acum} \quad (2-13)$$

Dabei ist k eine Normierungskonstante, für die gilt: $0,105 \leq k \leq 0,115$, und die im Algorithmus der verwendeten Berechnungssoftware mit 0,11 beziffert wird. Die Gewichtsfunktion $g(z)$ ist

abschnittsweise definiert und trägt dem zunehmenden Schärfeeindruck bei hohen Frequenzen Rechnung:

$$g(z) = 1 \quad \text{für } z \leq 15,8 \text{ Bark} \quad (2-14)$$

$$g(z) = 0,15 \cdot e^{0,42(z/\text{Bark}-15,8)} + 0,85 \quad \text{für } z > 15,8 \text{ Bark} \quad (2-15)$$

Die Berechnungsvorschrift nach AURES in Gleichung (2-16) berücksichtigt zusätzlich den Einfluss der Lautheit. Diese Änderung zur Berechnung nach DIN in Gleichung (2-13) hat zur Folge, dass ein Geräusch bei gleichbleibender Frequenzzusammensetzung mit höherer Schärfe bewertet wird, wenn es lauter dargeboten wird. Die Berechnung der Schärfe nach AURES ähnelt zwar stark der Berechnung nach DIN, verwendet aber einen anderen Korrekturfaktor, der, wie zuvor beschrieben, die Gesamtlautheit des Geräusches berücksichtigt. Die Schärfe nach AURES berechnet sich nach [7] zu

$$S_A = 0,11 \cdot \frac{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) \cdot g_A(z) \cdot z / \text{Bark} \, dz}{\int_{z=0}^{z=24\text{Bark}} N'(z) \, dz} \text{acum}, \quad (2-16)$$

mit dem von der DIN-Berechnung abweichenden Korrekturfaktor

$$g_A(z) = 0,078 \cdot \frac{e^{0,171 \cdot z/\text{Bark}}}{z/\text{Bark}} \cdot \frac{N / \text{sone}}{\ln(0,05 \cdot N/\text{sone} + 1)} \quad (2-17)$$

und der in Gleichung (2-10) beschriebenen Gesamtlautheit N .

In der vorliegenden Arbeit werden sowohl Schärfewerte nach DIN als auch nach AURES verwendet und dabei gesondert gekennzeichnet.

Lästigkeit

Die empfundene Lästigkeit (auch: „perceived annoyance“ oder „psychoacoustic annoyance“) ist eine nicht direkt messbare Größe, die aber in Hörversuchen vom Probanden abgefragt und somit ermittelt werden kann. Dabei hängt die Lästigkeit im Wesentlichen von der Lautheit, der

Klangfarbe und der zeitlichen Struktur des Geräusches ab und kann nach FASTL und ZWICKER [49] als Funktion einiger der oben beschriebenen psychoakustischen Attribute dargestellt werden, was rückwirkend eine Ermittlung der Lästigkeit aus zuvor ermittelten psychoakustischen Kenngrößen ermöglicht. Dabei gilt nach [49] (mit LAE : Lästigkeit, N : Lautheit, S : Schärfe, F : Schwankungsstärke, R Rauigkeit, g_1, g_2 : Gewichtungsfaktoren):

$$LAE \sim N \left(1 + \sqrt{[g_1(S)]^2 + [g_2(F, R)]^2} \right), \quad (2-18)$$

wobei die Gewichtungsfaktoren g_1 und g_2 von situativen und kognitiven Randbedingungen beeinflusst werden und nicht näher bestimmt sind. Eine quantitative Beschreibung der Lästigkeit lässt sich nach FASTL und ZWICKER [49] auf Basis von verschiedenen Hörversuchen wie folgt berechnen:

$$LAE = N_5 \left(1 + \sqrt{\omega_S^2 + \omega_{FR}^2} \right). \quad (2-19)$$

Dabei steht N_5 für die bereits zuvor beschriebene 5-Perzentil-Lautheit, und es gilt

$$\omega_S = \left(\frac{S}{\text{acum}} - 1,75 \right) \cdot 0,25 \log_{10} \left(\frac{N_5}{\text{sone}} + 10 \right) \text{ für } S > 1,75 \text{ acum} \quad (2-20)$$

(wobei FASTL und ZWICKER in [49] die Definition von ω_S für $S \leq 1,75 \text{ acum}$ schuldig bleiben) sowie

$$\omega_{FR} = \frac{2,18}{(N_5/\text{sone})^{0,4}} \left(0,4 \cdot \frac{F}{\text{vacil}} + 0,6 \frac{R}{\text{asper}} \right). \quad (2-21)$$

Nach [49] lassen sich mit Gleichung (2-19) neben synthetischen Geräuschen auch technische Geräusche, z. B. von Fahrzeugen, Klimaanlage oder Werkzeugen, hinsichtlich ihrer Lästigkeit beurteilen. Allerdings bleibt dabei unberücksichtigt, dass die tatsächlich empfundene Lästigkeit immer auch mit der Erwartungshaltung und Erfahrung des Probanden zusammenhängt. Auch in Situationen verschiedener Tätigkeiten wird die Lästigkeit eines Geräusches situationsabhängig empfunden, wie es z. B. GHANI *et al.* in [39] erläutern. Diese Umstände können im Alltag in

häuslicher Umgebung oder auch am Arbeitsplatz bei angestrenzter Betätigung zu einer unterschiedlichen Wahrnehmung der Lästigkeit führen. Gleichung (2-19) kann demnach immer nur im Kontext der Umstände genutzt werden, die für die Ermittlung der Lästigkeit vorlagen. Daher kann es bei Berechnungsmodellen der Lästigkeit für bestimmte Geräuschquellen immer zu Abweichungen von der oft zitierten Lästigkeitsformel (2-19) nach FASTL und ZWICKER kommen.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens, das dieser Arbeit zugrundeliegt, wird aus diesem Grund eine Hörversuchsreihe durchgeführt, die gezielt die Wahrnehmung von Getriebegeräuschen behandelt [74–76]. Dazu werden verschiedene Getriebeluftschallaufnahmen auf ihre Lästigkeit und weitere psychoakustische Attribute hin untersucht. Es wird eine Merkmalsextraktion mittels Trippelvergleichen sowie eine Skalierung der Lästigkeit durch Paarvergleiche durchgeführt. Die Auswertung der Paarvergleiche führt unter Zuhilfenahme des BRADLEY-TERRY-LUCE-Modells (BTL-Modell) zu einer berechneten Lästigkeit in Abhängigkeit von den untersuchten Attributen. Die aufgrund des großen Wertebereichs logarithmierte berechnete Lästigkeit wird von SCHLIT-
TENLACHER in [74] durch

$$\lg(\text{BTL-Lästigkeit}) = \frac{N_5}{\text{sone}} + 5,95 \cdot \frac{S_{\text{Aures}}}{\text{acum}} \quad (2-22)$$

beschrieben und führt zu einer 90 %-igen Aufklärung der Varianz der Hörversuche. Die Nutzung der Schärfe nach DIN könnte diesen Wert zwar noch erhöhen, jedoch zeigt sich in den Hörversuchen, dass die Empfindung der Schärfe besser mit der Berechnung nach AURES korreliert [74]. Das dritte Attribut, das zur Aufklärung der Varianz beiträgt, ist die Rauigkeit [75]. Sie taucht in Gleichung (2-22) aufgrund des deutlich geringeren Einflusses zwar nicht auf, soll aber wegen des hohen Ranges und hinsichtlich möglicher zukünftiger Verbesserungen in der Beurteilung auch im weiteren Verlauf der Untersuchung berücksichtigt werden. Darüber hinaus konnte in Isophonen-Versuchen, bei denen gezielt Lastpunkte mit gleicher Lautheit angefahren wurden, der hohe Einfluss der Schärfe und Rauigkeit bei gleichbleibender Lautheit nachgewiesen werden [74]. Demzufolge konzentriert sich die Auswertung der Getriebegeräusche in der vorliegenden Arbeit auf die Lautheit nach DIN, die Schärfe nach DIN und nach AURES und die Rauigkeit nach der *ArtemiS*-Standardfunktion. Diese vier Attribute werden im Folgenden zur Beurteilung der Geräusche herangezogen.

2.2 Grundlagen der Getriebegeräusche und Schadensdiagnose (Monitoring)

Die bei der Nutzung von Zahnradgetrieben entstehenden Geräusche sind weitgehend erforscht und Gegenstand zahlreicher Lehrbücher und wissenschaftlicher Veröffentlichungen. An dieser Stelle sei stellvertretend auf die Werke von LINKE [15], KOLLMANN [55], NIEMANN [77] und WECK [78] sowie die weiterführenden Arbeiten z. B. von MÜLLER [14], LACHENMEIER [19], KNABEL [20] und BAETHGE [79] verwiesen. Eine übersichtliche Zusammenfassung liefert DIEFENBACH, der in [80] die wichtigsten Anregungsmechanismen in seiner Arbeit zusammenträgt und beschreibt. Für die vorliegende Arbeit werden die nötigen Mechanismen im Folgenden nur einleitend behandelt und hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Getriebegeräusch beschrieben.

Die bei Zahnrändern im Allgemeinen dominante Anregung liegt in periodisch schwankenden Verzahnungskräften begründet. Diese kommen hauptsächlich dadurch zustande, dass während der Kraftübertragung je nach Auslegung der Verzahnung unterschiedlich viele Zähne im Eingriff sind und sich somit die Gesamtsteifigkeit der Verzahnung periodisch ändert. Diese Änderung der Zahnfedersteifigkeit hat bei konstanter Eingangskraft oder konstanter Drehgeschwindigkeit eine periodische Änderung des Drehweges bzw. der Verzahnungskräfte zur Folge. Auch die Einzelzahnsteifigkeit variiert je nach Belastungsrichtung in gewissen Grenzen und trägt zur periodischen Anregung bei. Diese Anregungen sind prinzipbedingt und können z. B. durch Schrägverzahnung und möglichst große und ganzzahlige Überdeckungsgrade – also die durchschnittliche Anzahl der sich im Eingriff befindlichen Zähne – lediglich minimiert, aber nicht komplett verhindert werden [77]. Hinzu kommt, dass selbst bei ganzzahligem Überdeckungsgrad mit zunehmender Last die Verformung der Zähne zunimmt, was zu einer Abweichung vom idealen Überdeckungsgrad und somit wieder zu einer Steifigkeitsschwankung im Betrieb führen kann. Die dabei angeregte Verzahnungsfrequenz f_z berechnet sich bei einer einstufigen Übersetzung aus

$$f_z = n_{\text{Antrieb}} \cdot z_{\text{Antrieb}} = n_{\text{Abtrieb}} \cdot z_{\text{Abtrieb}} , \quad (2-23)$$

mit n_{Antrieb} : Drehzahl der Antriebswelle in 1/s, z_{Antrieb} : Zähnezahl des Antriebsritzens, n_{Abtrieb} : Drehzahl der Abtriebswelle in 1/s und z_{Abtrieb} : Zähnezahl des Zahnrad. Dabei werden immer auch höhere Ordnungen der Verzahnungsfrequenz angeregt und je nach Übertragungspfad und Abstrahlgrad vom Getriebe in den Luftschall abgestrahlt. Zudem kann es bei hohen Lasten und

der bereits oben beschriebenen Abweichung vom idealen Verzahnungsfall zu ungewolltem, vorzeitigem Kontakt der Zähne kommen, was zu Eingriffsstößen führt [77]. Die Pulsfolge dieser periodischen Eingriffsstöße wirkt sich dabei stark auf die Vielfachen der Verzahnungsfrequenz aus. Bei Getrieben, die einsatzbedingt immer unter hoher Last laufen, können diese Abweichungen bereits in der Konstruktion berücksichtigt werden. Das mündet bei einer sogenannten Lastverzahnung darin, dass die Verzahnung ohne Last nicht optimal ausgelegt ist und erst durch die Verformung unter Last ideale Verzahnungsbedingungen erreicht. Zusätzlich wirken sich Nichtlinearitäten, wie z. B. die HERTZsche Flächenpressung, auf die mechanischen und kinematischen Abläufe während des Zahneingriffes aus, jedoch ist eine genauere Betrachtung an dieser Stelle nicht nötig, da die für den weiteren Verlauf wichtige Größe die angeregte Frequenz darstellt, die bei Kenntnis der Drehzahl und Zähnezahl nach Gleichung (2-23) leicht zu ermitteln ist. Eine Faustregel für die Amplitude der Anregung sagt eine Erhöhung um 6 dB bei Drehzahlverdoppelung und 3 dB bei Momentverdoppelung voraus [20], wobei diese Werte in der Realität aufgrund von frequenzabhängigen Übertragungspfaden der Zahnkörper und des Gehäuses nur in groben Grenzen gemessen werden.

Neben den prinzipbedingten Anregungen gibt es auch Anregungen, die ihre Ursache in ungenauer Fertigung, fehlerhafter Montage oder Schädigung haben. An dieser Stelle werden nur einige – für die Ausarbeitung wichtige – Einflüsse genannt. Für weitergehende Details sei auf die o. g. Literatur hingewiesen. Typische Beispiele für Einflüsse durch Fertigungstechnik oder Fertigungsungenauigkeit sind Maschinenmarken auf der Zahnoberfläche, falsche Achsabstände der Zahnräder und taumelnde oder nicht zentrisch gebohrte Zahnräder [77]. Maschinenmarken auf der Zahnoberfläche kommen durch Maschinenfehler oder bestimmte Verfahren der Verzahnungsfertigung zustande, die eine nicht kontinuierliche Krümmung der Zahnoberfläche zur Folge hat. Sie schlagen sich in einer hochfrequenten Schwingungsanregung der Zahnradkörper nieder, hervorgerufen durch die nicht ideal kontinuierliche, sondern schrittweise Abwälzung der Oberflächen. Die angeregte Frequenz ist dabei von der Fertigungsmaschine abhängig und deutlich höher als die Verzahnungsfrequenz. Ein zu großer Achsabstand führt bei Evolventverzahnungen lediglich zu mehr Zahnflankenspiel, die Drehgleichförmigkeit wird aber kaum beeinflusst. Ist der Achsabstand jedoch zu gering, führt dies unmittelbar zu Verzwängungen und Eingriffsstößen der Verzahnung und damit zu einer stark ansteigenden Schwingungsanregung. Ein Zahnrad mit exzentrischer Bohrung wird aufgrund des über den Umfang veränderlichen

Radius eine Anregung in der Drehfrequenz des Zahnrades verursachen, wohingegen ein taumelndes Zahnrad zweimal pro Umdrehung zu maximalen und minimalen Kräften in der Verzahnung führt und somit die doppelte Drehfrequenz anregt:

$$f_{\text{Exzentrizität}} = n_{\text{Antrieb}} , \quad (2-24)$$

$$f_{\text{Taukel}} = n_{\text{Antrieb}} \cdot 2 , \quad (2-25)$$

mit n_{Antrieb} : Drehzahl der Antriebswelle in 1/s.

Bei der Ursache und Darstellung schadensbedingter Fehler der Verzahnung sei auf DIN 3979 [81] hingewiesen, in der eine umfassende Beschreibung möglicher Zahnschädigung vom Ausglühen bis hin zum Zahnbruch enthalten ist. Eine Schädigung kann sowohl lange nach Inbetriebnahme, z. B. durch Überbeanspruchung, auftreten als auch bereits durch Unachtsamkeit bei der Fertigung. Tatsächlich macht die Beschädigung der Zahnflanken während der Montage nach Aussage von Getriebeherstellern einen nicht zu unterschätzenden Anteil der in der Endkontrolle als „nicht in Ordnung“ eingestuften Industriegetriebe aus. Je nach Ursache wirkt sich die Schädigung nur auf einen Zahn (z. B. Beschädigung bei der Montage) oder aber auf alle Zähne (umlaufender Schaden z. B. durch „Fressen“ aufgrund mangelhafter Schmierung) aus. Beide Fehlerarten führen zu impulsartiger Erregung während des Abwälzens und zu Modulationen, die sich im Frequenzspektrum als Seitenbänder um die Verzahnungsfrequenz und deren Harmonische zeigen. Der Frequenzabstand der Seitenbänder entspricht dabei der Drehzahl des beschädigten Zahnrades. Allerdings zeichnet sich ein Einzelschaden durch ein eher flaches Seitenbandspektrum aus, wohingegen ein umlaufender Fehler zu einem konzentrierteren Seitenbandspektrum führt, das einen engeren Bereich um die Verzahnungsfrequenzen umfasst und höhere Amplituden aufweist [82] (Abbildung 9).

Zusätzlich zu den zahnradinduzierten Geräuschen stellen Lagergeräusche zwar einen wichtigen Anteil der Getriebegeräusche dar, werden in der vorliegenden Arbeit aber nicht unmittelbar behandelt. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die umfassende Kenntnis über die Entstehung und Prinzipien der Lagergeräusche die schwingungstechnische Schadensdiagnose von Wälzkörperlagern ermöglicht, deren Prinzipien ebenfalls auf Verzahnungsgeräusche übertragbar sind. Das Wissen über die Auswirkungen der einzelnen Ursachen für Verzahnungsgeräusche lässt im

Umkehrschluss zu den vorangegangenen Aussagen die Interpretation eines möglichen Schadens anhand von Schwingungsmessungen zu. So ist in Abbildung 10 exemplarisch dargestellt, dass sich einzelne Peaks im Frequenzspektrum bei Kenntnis der Drehzahlen und Strukturen der jeweiligen Einzelkomponenten gezielt verschiedenen Bauteilen im Antriebsstrang zuordnen lassen.

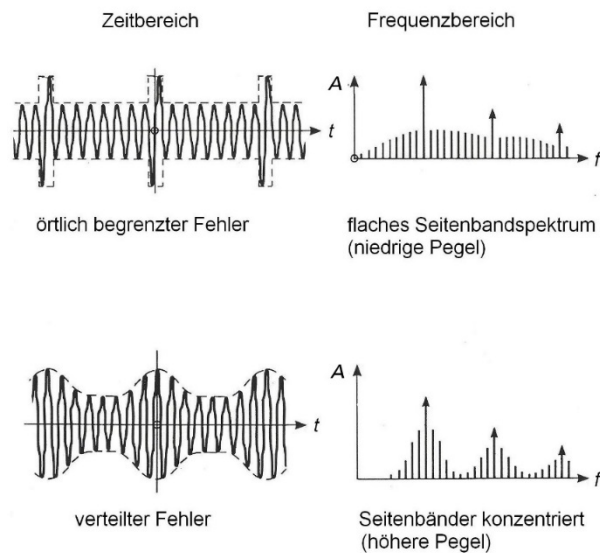


Abbildung 9: Zeitsignal und Spektrum von lokalen und gleichmäßig verteilten Fehlern in der Verzahnung (bearbeitet nach [82], Seite 185, mit freundlicher Genehmigung des expert Verlages)

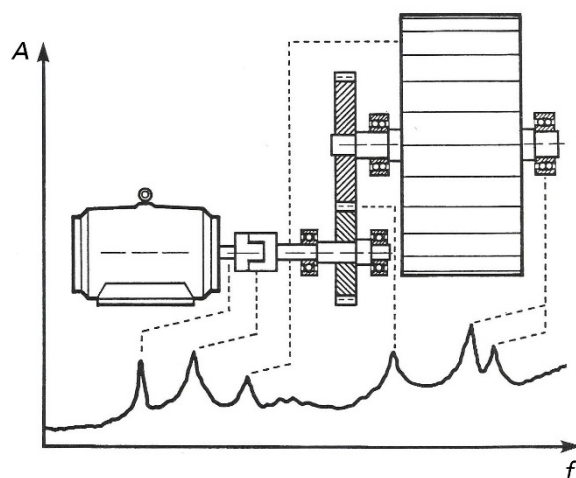


Abbildung 10: Identifikation von Schwingungsquellen mittels Frequenzanalyse (bearbeitet nach [83], Seite 142, mit freundlicher Genehmigung des expert Verlages)

KOLERUS und WASSERMANN liefern in [82] eine praxisnahe Übersicht der angewendeten Verfahren, die auch die Diagnose von Kolbenmaschinen und Wälzlagern umfasst. JORNS zeigt in [33] eine übersichtliche Zusammenfassung von Beurteilungsverfahren, die speziell bei Zahnrädern angewendet werden. Der grundlegende Gedanke liegt dabei immer in der Beobachtung einer direkt oder indirekt messbaren Größe (z. B. Schalldruck oder Oberflächenbeschleunigung), deren Veränderung über die Zeit Aufschluss über den Zustand des Objektes gibt. Eine gezielte Betrachtung ist bei Kenntnis des Systems anhand des Frequenzspektrums möglich, indem für einzelne Peaks maximale Grenzwerte definiert werden, bei deren Überschreiten eine Meldung ausgegeben wird oder im Extremfall sogar die komplette Maschine gestoppt wird. Dafür ist allerdings immer ein Vergleich mit einem Zustand nötig, der als unkritisch eingestuft wird, sowie ein Toleranzband, innerhalb dessen keine Auslösung erfolgt. Da bei diesem Verfahren nur diskrete Frequenzen oder Frequenzbereiche überwacht werden können und diese bei nichtstationären Betriebszuständen nicht immer mit den Prozessfrequenzen zusammenfallen, wird oft auch das Verfahren der Ordnungsanalyse angewendet. Dabei wird die Analyse nicht zeitabhängig, sondern drehzahlabhängig vorgenommen, wodurch auch Drehzahländerungen der Maschine berücksichtigt werden können. Gerade die in Abbildung 9 unten dargestellten Modulationsfrequenzen sind im dichtbesetzten Frequenzspektrum oftmals nur schwer zu ermitteln. Ein übliches Verfahren zur Analyse von Modulationsfrequenzen ist das Hüllkurvenverfahren, bei dem meist durch eine HILBERT-Transformation, seltener durch Quadratur und Tiefpassfilterung des gemessenen Zeitsignals, die Einhüllende desselben erzeugt wird. Durch eine anschließende FFT des so gewonnenen Signals lassen sich Modulationsfrequenzen deutlich zuverlässiger bestimmen. Dieses Verfahren wird üblicherweise auch bei der Wälzlagerdiagnose angewendet, da es dort oft zu Schäden einzelner Wälzkörper kommt, was übertragen auf Verzahnungsgeräusche einem einzelnen Zahnschaden entspricht. Durch das Festlegen der Toleranzgrenzen von Summenpegel oder schmalen Frequenzbändern ist eine mögliche Schädigung frühzeitig zu erkennen. Eine weiterführende Anwendung ist die Prognose des Ausfallzeitpunktes durch eine Trendanalyse. Die unterschiedlichen Analysemethoden werden derzeit fast ausschließlich auf Beschleunigungssignale angewendet, die an der Maschinenstruktur gemessen werden. Je nach Bauart und überwachter Komponente sind das Lagerstellen oder alternativ Orte mit hoher Krafteinleitung oder Beanspruchung. Gerade bei Maschinen, deren Ausfall kritisch für den Produktionsablauf ist oder deren Reparatur aufgrund der Ersatzteilversorgung oder der Zugänglichkeit eine lange Ausfalldauer mit sich bringt, können frühzeitig erkannte Schäden oder Abnutzungserscheinungen die Planung der Reparatur optimieren. Zum einen können Einzelkomponenten rechtzeitig getauscht werden, bevor andere Komponenten in Mitleidenchaft gezogen werden, zum anderen kann man bei einer anstehenden Revision bereits Teile

tauschen, die entsprechend der Trendanalyse mit hoher Wahrscheinlichkeit innerhalb der nächsten Betriebsperiode ausfallen und somit eine erneute Reparatur und damit einen erneuten Stillstand verursachen würden. Typische Beispiele für die Schadensüberwachung durch Beschleunigungssensoren sind etwa Lager und Getriebe in Windkraftanlagen, Presswerken, Walzwerken und auch sicherheitsrelevante Einrichtungen wie Pumpen von Kühlkreisläufen in Kraftwerken. Ebenfalls oft herangezogen werden Beschleunigungsmessungen bei sogenannten End-Of-Line-Prüfungen (EOL-Prüfungen), bei denen Serienprodukte wie z. B. Getriebe oder Elektromotoren am Ende des Herstellungsprozesses ohne oder mit geringer Last betrieben werden und gleichzeitig ein externer Beschleunigungsaufnehmer die Gehäuseschwingungen an definierten Punkten misst. So können Fertigungs- und Montagefehler am Ende der Herstellung erkannt werden, und Geräte, die die Herstelleranforderungen nicht erfüllen, können überarbeitet werden, bevor sie zum Kunden gesendet werden.

Aufgrund der immer häufigeren Verwendung von Beschleunigungssensoren, gerade auch im privaten Bereich (nahezu jedes Smartphone ist mit Beschleunigungssensoren ausgestattet), der damit sinkenden Kosten in der Herstellung und der ebenfalls fortschreitenden Möglichkeiten zur Fernüberwachung durch Telemetrie aufgrund komplexerer Vernetzungen in der Datenkommunikation wird die Maschinenüberwachung für Nutzer wie für Hersteller auch bei Maschinen kleinerer Bauart immer attraktiver. Durch die dadurch vorliegende Infrastruktur ergeben sich auch Fragestellungen hinsichtlich der erweiterten Auswertung der bereits erfassten Signale, weshalb insbesondere die Nutzung von Beschleunigungssignalen zur psychoakustischen Analyse in der vorliegenden Arbeit behandelt wird.

2.3 Theoretischer Ansatz

Wie in den vorangegangenen Abschnitten erläutert wird, beruhen die Algorithmen der psychoakustischen Metriken auf frequenz- und zeitabhängigen Pegelbewertungen (Lautheit), frequenzabhängigen Amplituden (Schärfe) und frequenzspezifischen Modulationen (Rauigkeit). Diese Merkmale eines Geräusches finden sich auch im Körperschall wieder, da dieser über den Abstrahlgrad direkt mit der Luftschallabstrahlung gekoppelt ist und umgekehrt (siehe Abschnitt 2.1). Eine Änderung des Frequenzschwerpunktes, z. B. durch Erhöhung der Drehzahl, oder eine Modulation des Signals muss daher auch im Körperschall nachweisbar sein. Natürlich wird durch einen unbekannten Abstrahlgrad der Frequenzgang des Signals maßgeblich verändert, wodurch die Einflüsse bestimmter Frequenzbereiche im Körperschall und im Luftschall deutlich

unterschiedlich ausfallen können. Jedoch wird die These aufgestellt, dass relative Änderungen, z. B. zwischen einzelnen Betriebspunkten eines Getriebes, in Luft- und Körperschall ein ähnliches Verhalten aufweisen. Im Falle der Schärfe beispielsweise führen höherfrequente Anteile zu einer Erhöhung des Schärfewertes. Weist eine Struktur im Zustand *B* mehr hochfrequente Anteile im Luftschall auf als im Zustand *A*, kann das bei sonst gleichbleibenden Umgebungsbedingungen auf eine erhöhte Abstrahlung dieser Frequenzen zurückgeführt werden. Unter der Annahme, dass der Abstrahlgrad über die Zeit konstant bleibt, wird also die Oberflächengeschwindigkeit und damit auch die Oberflächenbeschleunigung erhöhte hochfrequente Anteile im Zustand *B* aufweisen. Dieses Gedankenexperiment kann ebenso leicht für die Rauigkeit durchgeführt werden: Finden sich im abgestrahlten Luftschall Modulationen, die Frequenz- oder Amplitudenunterschiede zwischen den Zuständen *A* und *B* aufweisen, muss dieses Verhalten auch im Frequenzspektrum der abstrahlenden Struktur zu finden sein. Übereinstimmungen bei der Bewertungsreihenfolge psychoakustischer Attribute von Luft- und Körperschall konnten bereits von BRECHER *et al.* beobachtet werden [45]. Mit dem in der vorliegenden Arbeit aufgestellten Ansatz der relativen Vergleichbarkeit sollen bisher nicht genutzte Vorteile bei der psychoakustischen Messung und Bewertung von Maschinen nutzbar gemacht werden: Ist es nämlich möglich, die relativen Änderungen mittels Körperschallmessungen zu erfassen, so kann die Nutzung von Körperschalldaten die Prognose der Psychoakustik von Getrieben ermöglichen, wobei sämtliche Vorteile der Körperschallmessung gegenüber der Luftschallmessung genutzt werden können. Das ist in erster Linie die weitgehend umgebungsunabhängige Messung, was in letzter Instanz zu deutlich reduziertem Zeitaufwand und reduzierten Kosten bei der Messdurchführung führt. Zu diesem Aspekt trägt ebenfalls die Tatsache bei, dass aufgrund fortschreitender Maschinenüberwachung bereits in vielen Industriemaschinen Beschleunigungssensoren zur Lagerüberwachung und zur Schadensdiagnose integriert sind, was die benötigte Technik bei der Signalerfassung zusätzlich minimiert. Darüber hinaus sind auch relative psychoakustische Prognosen anhand errechneter Beschleunigungsdaten denkbar, die z. B. durch FE-Modelle ermittelt werden und bereits verfügbar sind, bevor das Objekt physisch existiert. Auf diese Weise könnten frühe Optimierungsrechnungen hinsichtlich psychoakustischer Attribute durchgeführt werden, ohne eine zusätzliche Luftschallabstrahlung modellieren zu müssen.

Aufgrund der einfacheren Messbarkeit der Beschleunigungssignale im Vergleich zur direkten Messung der Schnelle, z. B. mittels Laser-Doppler-Vibrometer (LDV) und auch im Sinne einer einfachen Signalverarbeitungskette, werden zunächst die unbehandelten Beschleunigungssignale zur Auswertung herangezogen, auch wenn die Luftschallabstrahlung nach Gleichung (2-1)

auf die Schnelle zurückgeführt wird. Weitergehende Anpassungen der Signale sollen zudem Verbesserungsmöglichkeiten des Verfahrens aufzeigen. Dazu zählen mögliche Korrekturfaktoren, die Umrechnung in Schnellesignale oder aber auch die Berücksichtigung des Abstrahlgrades. Der mögliche Nutzen, der mit der zusätzlichen Signalverarbeitung einhergeht, soll anhand der beobachteten Vor- und Nachteile aufgezeigt und bewertet werden. Überprüft wird die Aussagekraft durch die Gegenüberstellung der rechnerisch ermittelten psychoakustischen Werte für Luftschall- und Körperschalldateien, wobei ein Korrelationswert zur Bewertung der Güte ebenso herangezogen wird wie die graphische Gegenüberstellung der Messwerte. Zusätzlich werden aus den von SCHLITTENLACHER in [74] als wichtig erachteten Einzelwerten die Lästigkeitswerte berechnet und mit den in Hörversuchen gewonnenen verglichen, um eine Aussage der Anwendbarkeit des Verfahrens hinsichtlich nutzerspezifischer Beurteilungen treffen zu können.

Darüber hinaus liegt es nahe, Änderungen einer psychoakustischen Kenngröße – beispielsweise der Rauigkeit – zu nutzen, um Änderungen des Klangbildes eines Produktes zu erfassen und zu interpretieren. So führen z. B. verteilte Fehler einer Verzahnung zu einer Modulation des Anregungssignals. Hierin liegt der Ansatz begründet, dass die Rauigkeit, die grundsätzlich die Modulation eines Signals bewertet, in einem ersten Schritt zur Schadenserkennung genutzt werden kann. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass mit den bereits etablierten Verfahren erprobte Techniken im Einsatz sind, deren Qualität bei der Schadenserkennung sehr hoch ist. Daher wird nicht erwartet, dass bei der Nutzung psychoakustischer Signale zur Schadenserkennung bereits in dieser frühen Phase ein ähnliches Qualitätsniveau wie bei den etablierten Verfahren erreicht wird. In jedem Fall kann die Analyse bei Bestätigung der zuvor aufgestellten These ebenfalls mit Hilfe von Körperschallsensoren geschehen, wodurch es keine Nachteile bei der Signalerfassung zu bereits angewendeten Verfahren gibt.

3 Beschreibung und Validierung des Messaufbaus

Im vorangegangenen Kapitel wird die Frage gestellt, inwiefern sich Änderungen verschiedener Getriebeparameter oder Änderungen in der Verzahnung auf die Getriebegeräusche auswirken, und es wird die These aufgestellt, dass Körperschallsignale zu einer relativen Prognose der Luftschallpsychoakustik genutzt werden können. Um diese Thematiken bearbeiten zu können, müssen gezielt Getriebegeräusche erzeugt und die jeweiligen Luft- und Körperschallsignale verglichen werden. Dazu wird im Rahmen der experimentellen Simulation ein Getriebeprüfstand errichtet und auf seine Tauglichkeit hin untersucht. Da die aufgezeichneten Geräuschdateien sowohl softwaretechnisch als auch in Hörversuchen (diese finden in den Hörlabors der Arbeitsgruppe *Angewandte Kognitionspsychologie* statt) ausgewertet werden, haben die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse und die Minimierung von Störgrößen hohe Priorität.

3.1 Gestaltung des Messaufbaus

Da die Untersuchung grundlegende Zusammenhänge der Psychoakustik in Luft- und Körperschall sowie Einflüsse unterschiedlicher Getriebe- und Betriebsparameter behandelt, wird der Prüfstand so einfach wie möglich gehalten. So sollen zusätzliche, unerwünschte Einflussgrößen minimiert werden. Die folgenden Abschnitte beschreiben die Vorbereitungen, die getroffen werden, um verwertbare Daten für die psychoakustische Untersuchung von Körperschalldaten zu erhalten. Dabei wird neben der Eignung des Prüfstandes auch der Einfluss der Versuchsplanung berücksichtigt. Im Zuge der Eignungsprüfung werden im gleichen Schritt auch die in der Motivation angesprochenen Nachteile der Luftschallmessung eingehend beschrieben und Lösungen erarbeitet.

3.1.1 Prüfstandslayout

Die Aufzeichnung von geeigneten Getriebegeräuschen setzt einen Prüfstand voraus, der ein Getriebe in unterschiedlichen Lastpunkten betreiben kann und gleichzeitig die Infrastruktur für eine reproduzierbare Luftschallmessung bereitstellt. Die Umsetzung dieses Prüfstandes wird im reflexionsarmen Labor des Fachgebietes *Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM* realisiert. Das Labor ist als reflexionsarmer Raum mit schallhartem Boden konstruiert und wurde von POHL in [83] hinsichtlich seiner akustischen Eigenschaften vermessen. POHL bestätigt dem Raum dabei die Genauigkeitsklasse 1 für Messungen nach EN ISO 3745 (entsprechend

DIN EN ISO 3745 [84]), was dazu führt, dass bei Messungen nach EN ISO 3744 (entsprechend DIN EN ISO 3744 [85]) mit Genauigkeitsklasse 2 auf einen Faktor zur Umgebungskorrektur bei der Messung von Schalldruckpegeln verzichtet werden kann.

Der Errichtung des Prüfstandes gehen grundlegende Überlegungen nach Art und Leistungs-kategorie des Getriebes sowie auch der Positionierung der Komponenten und möglicher Wartung und Modifikation des Getriebes vor Ort voraus. So werden verschiedene Anforderungen an die Konstruktion und die Messtechnik gestellt.

Als Antrieb stehen zwei Elektromotoren zur Verfügung, die im so genannten Tandembetrieb laufen und je nach Lastzustand wechselseitig motorisch und generatorisch betrieben werden. Auf diese Weise können sowohl im Rechts- wie auch im Linkslauf positive und negative Drehmomente erzeugt werden. Insgesamt können alle vier Lastquadranten im n - M -Kennfeld angefahren werden, weshalb diese Ausführung oftmals auch als Vier-Quadranten-Antrieb bezeichnet wird. Bei den E-Maschinen handelt es sich um Gleichstrommotoren vom Typ *Siemens 1GG5* mit einer maximalen Leistung von 83 kW. Die Steuerung der Motoren geschieht außerhalb des Labors an einem Steuermodul. Dort wird nach der Wahl der Drehrichtung zunächst festgelegt, welche der beiden E-Maschinen motorisch und welche generatorisch betrieben wird. Nach dem Start der Motoren werden sowohl die Drehzahl als auch das Drehmoment manuell eingestellt.

Die Wahl der Getriebe erfolgt aufgrund der gegebenen Randbedingungen bezüglich der maximalen Antriebsleistung, der Eignung als Prüfgetriebe hinsichtlich der zu untersuchenden Messgrößen und dem zur Verfügung stehenden Bauraum. Um unnötige Störgeräusche durch Bauteile wie z. B. Schaltklauen, Losräder oder mehrstufige Übersetzungen zu vermeiden, fällt die Wahl auf ein einstufiges Stirnradgetriebe. Es handelt sich dabei um ein Industriegetriebe des Typs *SEW-EURODRIVE RX95* mit einer Übersetzung von ca. 1,96, der eine Zahnradpaarung von 23 zu 45 Zähnen zugrunde liegt. Da für dieses Getriebe werkseitig ein direkt angeflanschter Elektromotor vorgesehen ist, wird für die Nutzung am Prüfstand ein antriebsseitiger Deckel *AD5* montiert. Dieser beinhaltet eine Eingangswelle und die nötige Lagerung. Mit einem maximalen Eingangsdrehmoment von 290 Nm und einer maximalen Eingangsdrehzahl von 1400 U/min liegt die maximale Eingangsleistung bei ca. 42,5 kW. Der einfache Aufbau ermöglicht zudem die Demontage vor Ort und lässt auch einen Wechsel der Radsätze in der Werkhalle außerhalb des Prüflabors zu. Da die Prüfstandsregelung für den Tandembetrieb gleiche Dreh-

zahlen an beiden E-Maschinen vorsieht, wird zusätzlich ein baugleiches Getriebe als Reversiergetriebe zur Rückwandlung von Drehzahl und Drehmoment montiert. Das Reversiergetriebe wird außerhalb des Prüflabors montiert, um die Messung des Prüfgetriebes nicht durch zusätzliche Getriebeegeräusche zu verfälschen (Abbildung 11).

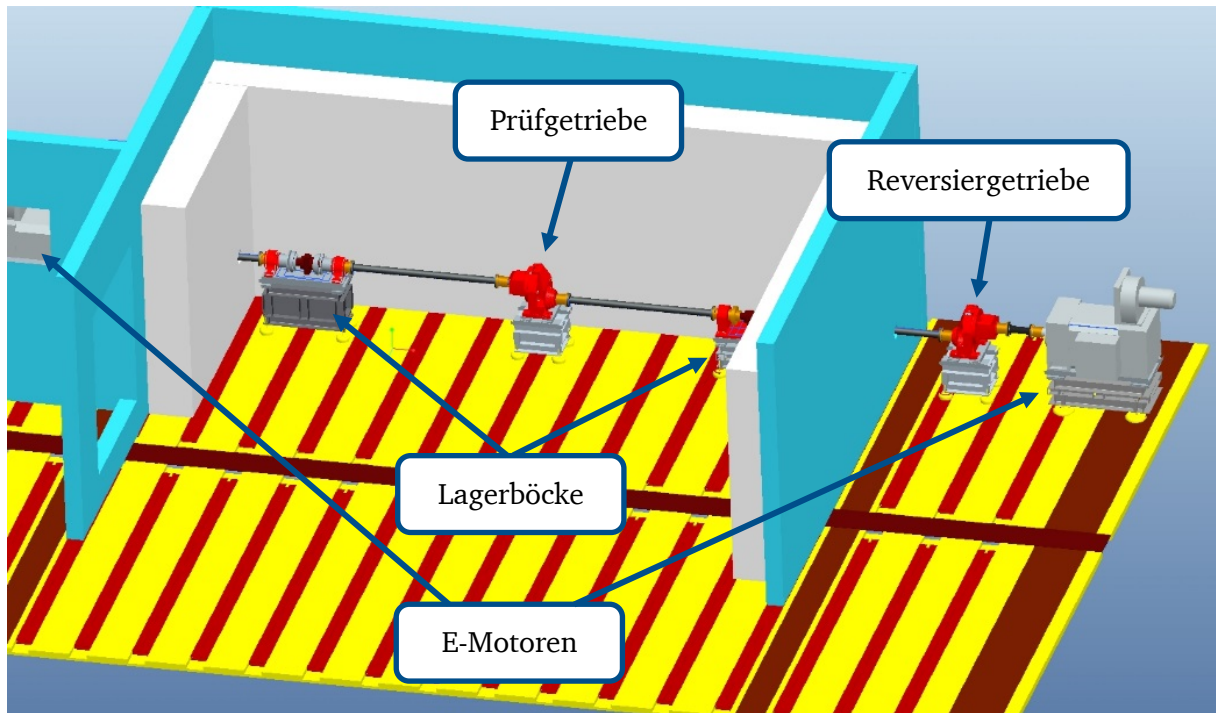


Abbildung 11: CAD-Modell des Prüfstandes in der Planungsphase

Zur Überbrückung der Distanzen zwischen E-Maschine und Prüfgetriebe auf der einen und Reversiergetriebe und Prüfgetriebe auf der anderen Seite werden Stützlager im Antriebstrang vorgesehen. Dieser Aufbau erlaubt die Nutzung kürzerer Gelenkwellen, die bei ansonsten gleicher Auslegung eine deutliche höhere kritische Drehzahl aufweisen. Zusätzlich werden die Stützlager mit Drehmomentmessnaben versehen, um eine Drehmomentmessung im Betrieb zu ermöglichen. Die Drehzahlerfassung ist mit diesem System zwar möglich, aufgrund einer fehlenden Schnittstelle zum Messrechner wird die Drehzahl jedoch zusätzlich mit einem Lichtwellenleiter erfasst, der ein Inkrementalmuster auf der antriebsseitigen Maschinenwelle abtastet.

Sämtliche Fundamente werden in der fachgebietseigenen Werkstatt gefertigt. Die Fundamente bestehen aus verschweißten Stahlträgern und werden zusätzlich mit Beton ausgegossen. Das verleiht den Fundamenten mehr Masse und den Stahlteilen mehr Dämpfung. Gleichzeitig wird durch diese Maßnahme die Eingangsimpedanz erhöht, was die Fundamente unanfälliger für

Schwingungsanregungen durch die aufgeschraubten Prüfstandskomponenten macht. Alle Fundamente verfügen über Verstelleinrichtungen, die die Anpassung in alle drei Raumrichtungen stufenlos ermöglichen, um eine möglichst fluchtende Ausrichtung zu gewährleisten. Auf diese Weise werden Drehungleichförmigkeiten, die durch ausgelenkte Gelenkwellen entstehen können, minimiert.

3.1.2 Messdatenerfassung

Außerhalb des Labors befindet sich die Prüfstandwarte zur Kontrolle der Messung. Darin integriert ist der Messrechner, der über ein USB-Interface-Chassis *NI cDAQ 9178* die Messdaten erfasst und bei Bedarf aufzeichnen kann. Das Chassis dient dabei als Aufnahme für unterschiedliche Messkarten, die für die verschiedenen Messgrößen herangezogen werden. Im Einzelnen umfasst das die im Folgenden erläuterten Messgrößen und -karten.

Die Antriebsdrehzahl des Prüfstandes wird von einem optischen Sensor vom Typ *Keyence FS-N11CP* erfasst und an ein TTL Digital I/O Modul *NI 9402* weitergeleitet. Ein spezieller Aufkleber mit 10 äquidistanten s/w-Inkrementen an der eintreibenden Welle wird damit abgetastet und aus der Anzahl der entstehenden Peaks im TTL-Signal die Drehzahl berechnet. Die Drehzahlberechnung bezieht sich dabei auf einen zeitlichen Bereich, der von der Sampleübertragung der Messsoftware und der Messhardware abhängt. Somit kann für einen diskreten Zeitbereich – der bei der verwendeten Programmierung ca. 0,5 s beträgt – immer nur eine Durchschnittsdrehzahl anhand der Inkremente pro Zeit berechnet werden. Da der Prüfstand nicht auf dynamischen Betrieb ausgelegt ist und somit nur Konstantfahrten durchgeführt werden, ist dieses Messverfahren hinreichend genau.

Zur Temperaturmessung werden vier Widerstandsthermometer vom Typ PT-100 (3 mm Durchmesser an der Messspitze) an einer *NI 9217*-Messkarte eingesetzt. Sie überwachen die Getriebeöltemperatur sowohl im Prüf- als auch im Reversiergetriebe, die Lagertemperatur des linken Lagerbockes und die Umgebungstemperatur im Labor. Die Temperaturerfassung dient sowohl der Funktionskontrolle und Schadenserkennung durch Überhitzung als auch der Qualitätssicherung der Messdaten. Der Einfluss der Getriebetemperatur auf die Schallemission wird in Abschnitt 3.2.1 gezielt diskutiert.

Die Erfassung der Oberflächenbeschleunigung wird durch vier Beschleunigungssensoren vom Typ *MMF KS95B.100* realisiert. Diese Sensoren benötigen eine Speisespannung nach IEPE-Standard, welche von der Messkarte *NI 9234* zur Verfügung gestellt wird. Die piezoelektrischen Sensoren können aufgrund ihrer Bauart als Ein-Massen-Schwinger angesehen werden, deren Eigenfrequenz nach Herstellerangabe bei ca. 40 kHz liegt. Eine konstante Übertragungsfunktion ist bis 10 kHz gegeben, bei 20 kHz liegt die Abweichung laut Datenblatt unter 2 dB. Somit können die Beschleunigungssensoren auch bei der Erfassung von Frequenzen bis zur menschlichen Hörgrenze eingesetzt werden, was eine Voraussetzung für die Auswertung im Hörversuch ist. Die Sensorpositionen sind in Abbildung 12 dargestellt. Dazu ist zu erwähnen, dass im Vorfeld verschiedene Positionen für Beschleunigungssensoren hinsichtlich des jeweiligen Frequenzspektrums und der Ähnlichkeit zum Luftschall verglichen wurden. Die Wahl fiel auf drei Positionen nahe der Lager (Pos. 1 und Pos. 1b nahe der Eingangswellenlager, Pos. 4 nahe dem Ausgangswellenlager) und eine Position auf einer strukturellen Komponente des Getriebes, die nicht im direkten Kraftfluss liegt (Pos. 3). Für den weiteren Verlauf der Auswertung wird – sofern nicht anders beschrieben – der Sensor am Ausgangslager (Pos. 4) aufgrund seiner Nähe zur Krafteinleitung in die Struktur genutzt.

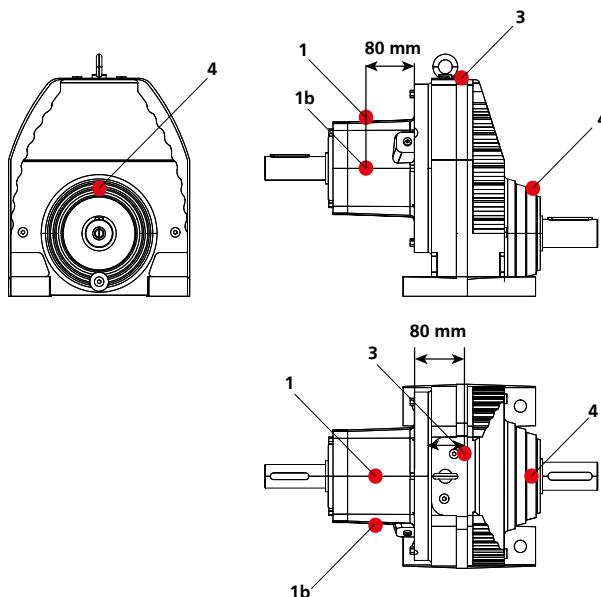


Abbildung 12: Messpositionen der Körperschallmessungen (nach [86])

Für die Erfassung des Luftschalls wird ein Mikrofon des Typs *G.R.A.S 46AE* verwendet. Es handelt sich dabei um ein ½“-IEPE-Freifeldmikrofon. Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, dass weitere Mikrofone genutzt wurden, die für eventuelle, weiterführende Untersuchungen

herangezogen werden können, in der vorliegenden Arbeit aber nicht berücksichtigt werden. So werden ebenfalls ein $\frac{1}{4}$ “-IEPE-Freifeldmikrofon vom Typ *Roga MI-17* sowie ein *Brüel & Kjær*-Kunstkopf des Typs *HATS* (Head and Torso Simulator) *4100 D* zur Aufzeichnung der Getriebe-geräusche genutzt. Die damit erstellten Geräuschkonserven können z. B. für eine spätere bin-aurale Auswertung herangezogen werden. Im Kunstkopf sind $\frac{1}{2}$ “-IEPE-Mikrofone des Typs *Brüel & Kjær 4189* verbaut.

Das geringere Systemrauschen der $\frac{1}{2}$ “-Mikrofone gegenüber dem $\frac{1}{4}$ “-Mikrofon in Kombination mit der Sensitivität von ca. 50 mV/Pa führt bei der Erfassung durch die *NI 9234*-Messkarte mit einem festen Eingangsspannungsbereich von ± 5 V dazu, dass bei geringen Schalldruckpegeln das Messrauschen der Messkette größer ist als das tatsächliche Mikrofonsignal. Um sehr geringe Schalldruckpegel bei Zuständen niedriger Getriebelast messen und somit den Vorteil der $\frac{1}{2}$ “-Mikrofone nutzen zu können, wird eine *KEMO*-Filterbank *ICP102* als Vorverstärker zwischen die Mikrofone und die Messkarte geschaltet. Sie dient dabei lediglich als Quelle für die IEPE-Speisung und als Vorverstärkung, die Filter bleiben deaktiviert, der Frequenzgang also unbeinflusst. Die somit erreichte Vorverstärkung um den Faktor 10 im Messsignal erlaubt eine bessere Aussteuerung der Messkarte, was bereits im Frequenzbereich ab 200 Hz eine Verbesserung von ca. 10 dB bewirkt. Abbildung 13 zeigt die Terzpegel für die Messung der Stille im Labor mit dem Referenzmikrofon sowie das aus dem Datenblatt berechnete Messrauschen der NI-Messkarte. Die Absenkung des Messrauschens bei Vorverstärkung lässt sich durch die bessere Aussteuerung des Messbereiches erklären, der den äquivalenten Schalldruckpegel des Messrauschens um 20 dB verringert. Der tatsächliche Gewinn der kompletten Messkette beträgt, bedingt durch das weiterhin vorhandene Messrauschen der Mikrofone und die Raumeigenschaften, noch ca. 10 dB ab ca. 500 Hz.

Die Anordnung der Mikrofone und des Kunstkopfes ist in Abbildung 14 dargestellt, wobei der Wert *H* mit jeweiligem Index für Fundament, Mikrofon oder Kunstkopf jeweils die Höhe beschreibt. Mikrofon 2 wird in einem Winkel von 45° zur Eingangswellenachse ausgerichtet.

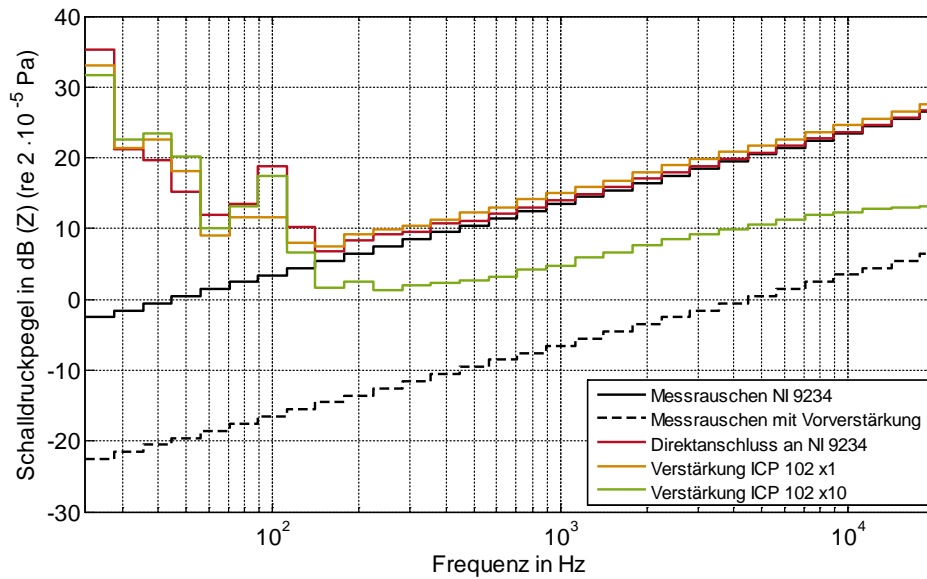


Abbildung 13: Vergleich des Messrauschens bei unterschiedlichen Anschlussvarianten

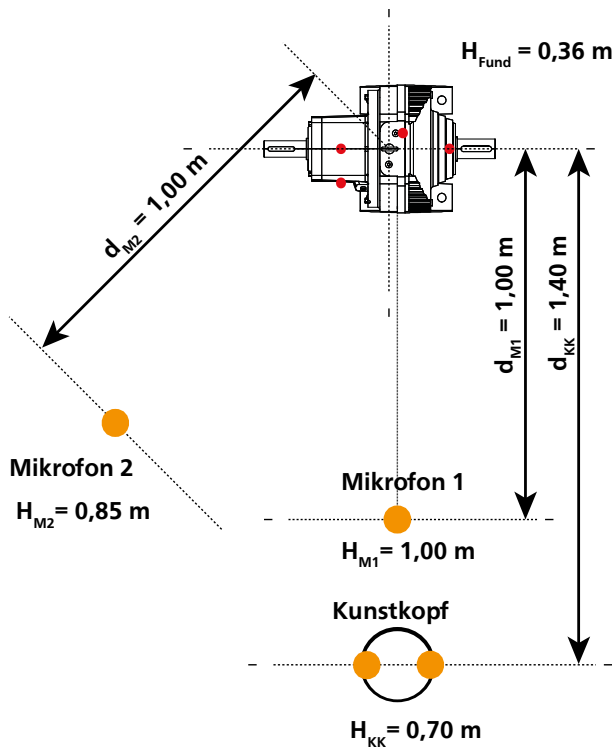


Abbildung 14: Messpositionen der Luftschallmessungen (nach [86])

Die Erfassung des Eingangsdrehmoments geschieht mittels einer *HBM T30 FNA*-Drehmomentmesswelle. Diese benötigt einen speziellen Messverstärker, der kein PC-Interface besitzt. Die gemessenen Werte können also nicht automatisiert an die Erfassungssoftware übermittelt werden, was eine manuelle Eintragung in der Software nötig macht. Da während der Untersuchung

nur stationäre Lastpunkte angefahren werden, stellt dieser Zustand allerdings keine Einschränkung der Messgenauigkeit dar. Zur wiederholgenauen Messung werden Messverstärker und Messwelle nach einer Warmlaufzeit von ca. 1 Stunde gemeinsam mittels einer Zweipunkmessung kalibriert.

Für die Erfassung der oben genannten Signale und deren Speicherung wird eine Prüfstandssoftware in *LabVIEW* implementiert. Dabei werden gezielt Einstellungs- und Anzeigemöglichkeiten umgesetzt, die bei der Durchführung der Versuche wichtig oder hilfreich sind. Dies erleichtert die Überwachung des Prüfstandes und die schnelle Einschätzung der Messsignale. Besonders zu erwähnen ist dabei die Anzeige der Lautheit in Echtzeit. Diese Information bietet die Möglichkeit, den Prüfstand gezielt in Lastzuständen zu betreiben, deren resultierende Geräuschemissionen eine gleiche oder ähnliche Lautheit aufweisen, was besonders wertvoll für die Erstellung isophoner Geräuschdateien und deren Auswertung ist. Die Speicherung der Daten wird über eine separate Aufnahmeschaltfläche realisiert. Nach dem Aktivieren der Schaltfläche werden die Messdaten für die folgenden 10 s im *NI-TDMS*-Format gespeichert. Import, Aufbereitung und Auswertung der Messdaten geschehen anschließend in *MATLAB*. Eine detaillierte Beschreibung der Messdatenverarbeitung in *MATLAB* findet sich bei PSOTTA [86].

3.2 Eignung des Prüfstandes

Ein Vergleich mehrerer Getriebemodifikationen setzt eine Reproduzierbarkeit der Versuchsdurchführung und der Datenerfassung voraus. Daher werden vor Beginn der eigentlichen Untersuchung Vorversuche durchgeführt, mit denen das Prüfstandsverhalten kontrolliert wird. Dazu werden im ersten Schritt mögliche Fehlerquellen hinsichtlich der Messgüte diskutiert. Mit Blick auf die Nutzung der Messdaten für die psychoakustische Analyse werden im zweiten Schritt gezielt Störgeräusche und deren Einfluss auf psychoakustische Zielgrößen untersucht. Ziel ist es, das Prüfstandssetup so zu optimieren, dass die späteren Geräuschaufzeichnungen möglichst objektiv und wiederholgenau den Klang des Getriebes wiedergeben. Gleichzeitig dienen die Vorversuche zur Einschätzung des Messaufwandes bei zukünftigen Aufnahmen für die psychoakustische Auswertung.

3.2.1 Störgrößen

Im beschriebenen Versuchsaufbau existieren mehrere Einflussfaktoren, die die Messergebnisse beeinflussen und somit verfälschen können. Sie lassen sich in externe Störgrößen (z. B. Fremdgeräusche), prüfstandsinterne Störgrößen (z. B. Ansteuerung) und schließlich die Messunsicherheiten der Messkette einteilen. Es werden im Folgenden bekannte Störgrößen aufgezählt und hinsichtlich ihres Fehlerpotenzials eingeschätzt. Es werden außerdem Lösungsansätze genannt, um die Störgrößeneinflüsse in den späteren Messungen zu minimieren.

3.2.1.1 Sensorik

Angefangen bei der Sensorik sind die Mikrofone und Beschleunigungssensoren das erste Glied in der Messkette. Durch die regelmäßige Kalibrierung mittels dafür vorgesehener Luftschall- und Beschleunigungskalibratoren kann der absolute Fehler durch die Abweichung beim wiederholten Kalibrieren auf weniger als $\pm 0,05$ dB angegeben werden. Fehlerbehaftet sind die Sensoren bei der Nutzung außerhalb ihrer angegebenen Einsatzgrenzen und bei stark wechselnden klimatischen Bedingungen. Die in den Datenblättern genannten Maximalwerte der Sensoren werden in den Messungen nicht überschritten. Da die Randbedingungen für Luftfeuchtigkeit, Temperatur und Umgebungsdruck im Labor in engen Grenzen konstant sind, kann auch dieser Einfluss vernachlässigt werden. Lediglich die Beschleunigungssensoren erfahren zwischen Kalibrierung und Einsatz eine Temperaturänderung von bis zu 35 °C. Die Auswirkungen dieses Temperaturunterschiedes auf die Sensoren werden durch einen Vorher-nachher-Vergleich der Kalibrierungsmessungen untersucht. Es zeigt sich kein Einfluss, der über die bekannte Kalibrierungstoleranz hinausgeht.

3.2.1.2 Getriebetemperatur

Die Betriebstemperatur des Getriebes hat einen messbaren Einfluss auf die Geräuschentwicklung des Getriebes, was während des Warmfahrens des Getriebes gezeigt werden kann: In der Zeit von der Inbetriebnahme des Prüfstandes bis zum Erreichen der Betriebstemperatur werden in diskreten Abständen Luftschallmessungen durchgeführt. Das Getriebe läuft dabei im höchsten Betriebspunkt mit 960 U/min und 250 N m Last. In Abbildung 15 fällt auf, dass zwischen kaltem Zustand und Betriebstemperatur ein klarer Trendverlauf und eine messbare Differenz des Schalldruckes von ca. 3 dB auftritt.

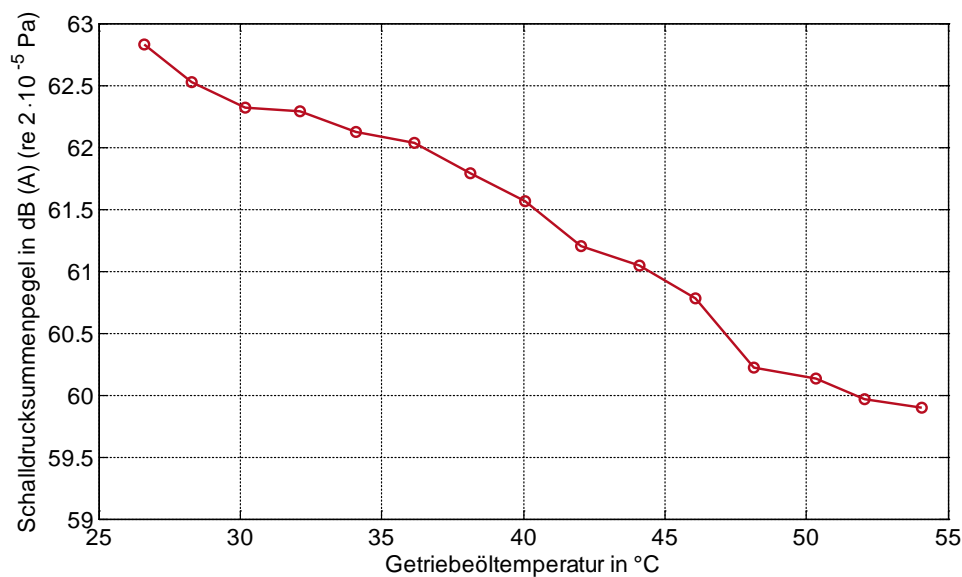


Abbildung 15: Einfluss der Getriebeöltemperatur auf den Schalldruckpegel beim Warmlauf

Die Ursache dieses deutlichen Einflusses auf die Schallabstrahlung vermutet PSOTTA in der leicht steigenden Drehzahl während des Warmlaufes [86]. Zwar führt die Erwärmung des Getriebeöls zu einer Abnahme der Ölviskosität, was wiederum zu einer geringeren Verlustleistung und somit, bedingt durch die Regelstrategie der E-Motoren, bei gleichbleibendem Moment zu einer nachweislich leicht ansteigenden Drehzahl führt, jedoch konnte in einer separaten Messung gezeigt werden, dass die im Warmlauf auftretenden Drehzahlschwankungen beim Nachfahren unter Betriebstemperatur einen deutlich geringeren Einfluss auf den abgestrahlten Schalldruckpegel haben (siehe Abbildung 16). Während der gemessene Schalldruckpegel beim Warmlauf im Drehzahlbereich von 960 – 967 U/min um ca. 3 dB abnimmt, schwankt der Schalldruckpegel bei Betriebstemperatur im gleichen Drehzahlbereich nur um ca. 0,5 dB und zeigt keine klare Tendenz im Verlauf in Bezug auf die Drehzahl. Der von PSOTTA vermutete Drehzahleinfluss kann zwar somit widerlegt werden, jedoch kann auch nach dieser Analyse keine primäre Ursache für das gezeigte Verhalten genannt werden.

Um den Temperatureinfluss im Messbetrieb zu minimieren, wird ein Soll-Temperaturbereich von 50°C – 55°C definiert, da dies der erwarteten Betriebstemperatur entspricht und zudem die Schwankung des gemessenen Schalldruckpegels in diesem Temperaturbereich deutlich unter 0,5 dB liegt. Das Getriebe wird daher vor jeder Messreihe warmgefahren und die Messreihe erst bei einer Getriebeöltemperatur von 52 °C gestartet.

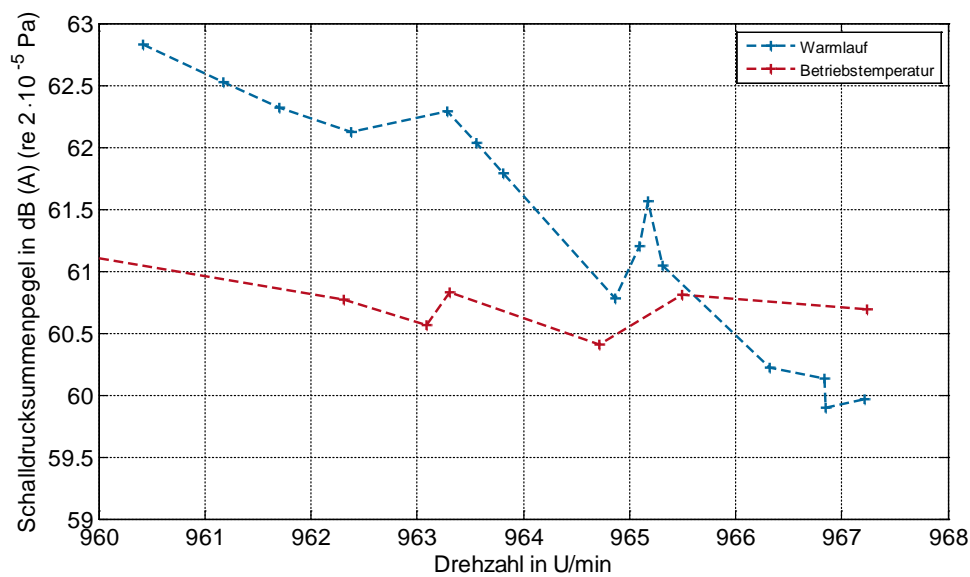


Abbildung 16: Einfluss der Drehzahl auf den Schalldruckpegel bei Warmlauf und Betriebstemperatur

3.2.1.3 Anfahrgenauigkeit

Für die korrekte Ansteuerung eines Lastpunktes werden bei den Versuchen Toleranzen für Drehzahl und Drehmoment festgelegt, die sich aus der Genauigkeit der Einstellmöglichkeiten ergeben. Dabei beträgt die Toleranz für die Drehzahl $\pm 0,5$ U/min und für das Drehmoment ± 1 N m. Die Erfassung der Drehmomente geschieht dabei mit einer Anzeigegenauigkeit von 1 N m. Vor der Messung werden die Messnaben, wie bereits in Abschnitt 3.1.2 beschrieben, mittels Zweipunktmessung auf 1 N m Genauigkeit kalibriert. Im schlimmsten Fall kann der Absolutfehler daher in Summe bis zu ± 3 N m betragen, was im niedrigsten Lastpunkt mit einer Abweichung von ± 3 % gleichzusetzen ist und im höchsten Lastpunkt mit $\pm 1,2$ %. Der Einfluss unterschiedlicher Bediener wird ebenfalls berücksichtigt, zeigt jedoch keine Unterschiede in der Anfahrgenauigkeit. Lediglich die Zeit für das Einstellen eines Lastpunktes variiert und ist erwartungsgemäß für einen geübten Bediener kürzer. Hieraus können sich minimale Änderungen in der Betriebstemperatur ergeben, die sich aber aufgrund der in Abschnitt 3.3 folgenden Prüfplangestaltung soweit ausgleichen, dass der Einfluss auf die Luftschall- und Beschleunigungspegel als vernachlässigbar angesehen wird.

3.2.1.4 Störgeräusche

Die deutlichsten Störgrößen bestehen in Geräuschen, die nicht vom Getriebe emittiert werden und somit den Klang und den Schalldruckpegel der Aufnahme verfälschen. Erfahrungsgemäß sind diese Störgrößen bei Luftschallaufnahmen oft vorhanden. Das Störpotenzial kann mit den örtlichen Randbedingungen variieren. Eine wichtige Unterscheidung muss zwischen integrierten Bauteilen – also Geräten, wie z. B. einer elektrischen Zahnbürste, die als alleinstehendes Produkt funktioniert – und fremdgetriebenen Produkten – wie z. B. einem Getriebe, das eine externe Leistungsquelle benötigt – getroffen werden. Im vorliegenden Fall wird der Prüfstand bereits in einem für Luftschallaufnahmen optimierten Labor aufgebaut. Jedoch erfordert die Funktionalität des Prüfstandes einige Voraussetzungen in der Versuchsanordnung, die deutliches Störpotenzial beinhalten. Die wichtigsten Einflussfaktoren werden im Folgenden beschrieben und anschließend bewertet. Auch werden Maßnahmen zur Minderung der Störeinflüsse aufgezeigt.

Wanddurchgang

Der Betrieb des Prüfgetriebes erfordert zwei Wanddurchgänge im Labor, um die An- und Abtriebswellen zu den E-Maschinen zu führen. Diese Wandöffnungen führen dazu, dass Außengeräusche direkt ins Labor dringen können. Das ist aus mehreren Gründen kritisch: Zum einen stehen die E-Motoren samt Lüfter in geringem Abstand vor der Wandöffnung und zum anderen befinden sich um das Labor herum mehrere Werkstattarbeitsplätze, an denen nutzungsbedingt ebenfalls Geräuschemissionen auftreten können. Um die im Labor messbaren Außengeräusche zu mindern, wird um die Wellen herum jeweils ein Rohrdämpfer angebracht (Abbildung 17). Dieser schließt bündig mit der Laboraußenwand ab und ist im Innern mit Absorptionsmaterial ausgekleidet. Der Abstand des Absorptionsmaterials zur Welle ist dabei mit < 1 cm möglichst gering ausgelegt, um den Winkel des direkt einfallenden Schalls zu minimieren. Bedingt durch die Baugröße sind diese Dämpfer oberhalb einer Frequenz von ca. 600 Hz wirksam. Tieferfrequente Geräusche können weiterhin durch die Öffnung ins Labor dringen. Der Einfluss der im Folgenden „Durchgangsdämpfer“ (DD) genannten Bauteile auf das Störgeräusch der Lüfter ist in Abbildung 18 dargestellt. Anhand des orange dargestellten Terzspektrums ist deutlich zu sehen, dass die Dämpfung unterhalb von ca. 600 Hz kaum wirksam ist. Da eine bauliche Maßnahme zur Reduzierung noch niedrigerer Störfrequenzen aufgrund der zunehmenden Wellenlänge eine deutlich größere Baugröße erfordern würde, wird nach Rücksprache mit dem Motorenhersteller eine Zwangsabschaltung der Lüfter umgesetzt, die es erlaubt, die Lüfter für die Zeitdauer der Messung (10 s) abzuschalten. Der Einfluss der Lüfterabschaltung ist als grüne

Kurve ebenfalls in Abbildung 18 zu sehen. Zusätzlich zu den genannten Maßnahmen werden die Geräuschaufzeichnungen nur in Zeiten durchgeführt, in denen außerhalb des Labors nicht gearbeitet wird.

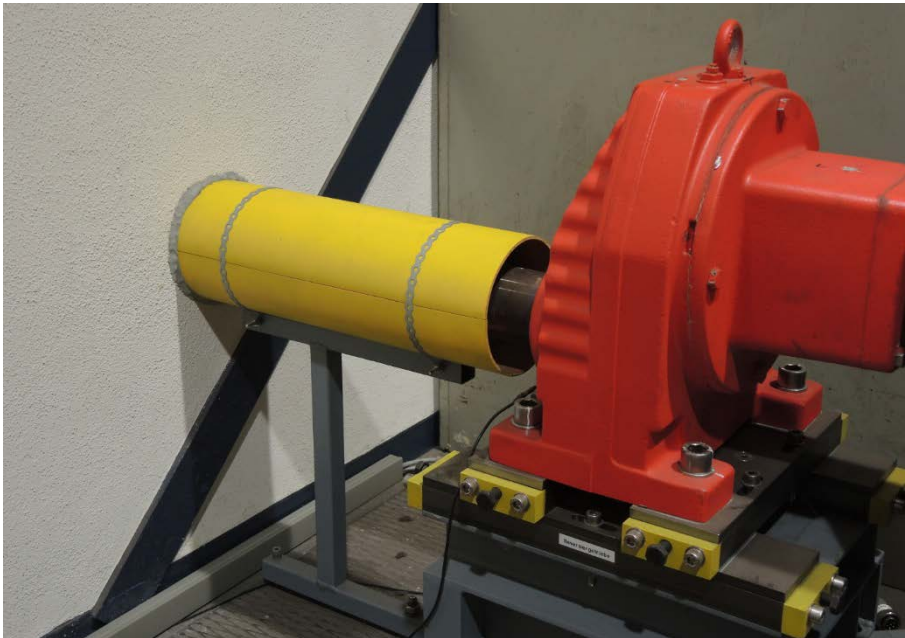


Abbildung 17: Durchgangsdämpfer und Reversiergetriebe an der rechten Außenwand des Labors

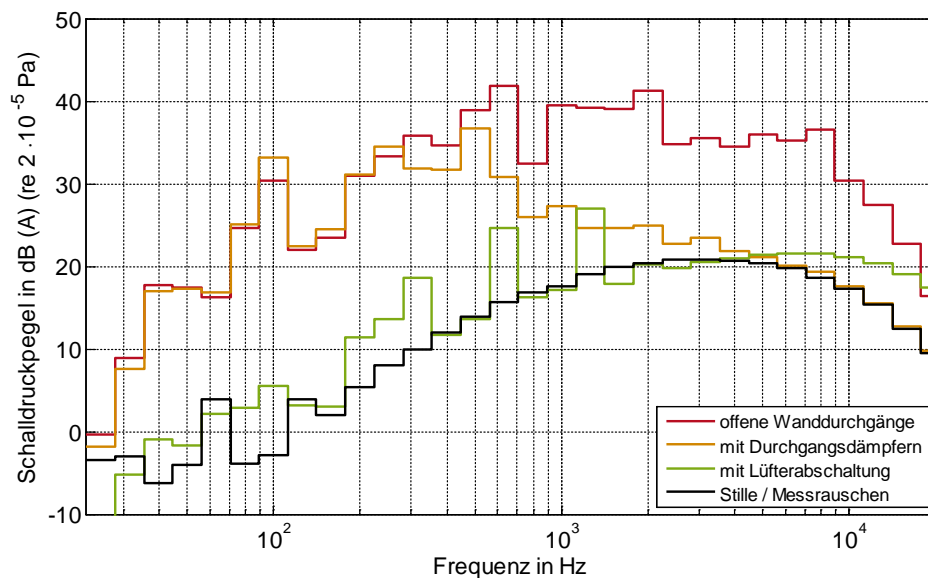


Abbildung 18: Darstellung der Wirkung von Durchgangsdämpfer und Lüfterabschaltung bei aktivierten E-Maschinen

Lagerkapseln

Im Inneren des Labors treten ebenfalls Störgeräusche auf. Bedingt durch die zu überbrückende Strecke zwischen Prüfgetriebe und E-Motoren befinden sich zwei Stützlager im Labor. Diese emittieren ebenfalls Geräusche. Zwar wird das durch die Lager erzeugte Rollgeräusch nicht sehr laut empfunden und in den meisten Lastpunkten vom Getriebegeräusch maskiert, jedoch kann es in Zuständen geringer Last, in denen das Getriebegeräusch minimal ist, hervortreten. Dabei fallen auch sporadische Geräusche wie z. B. das Quietschen der Wellendichtringe auf, das in Abbildung 19 mit Hilfe einer akustischen Kamera sichtbar gemacht wird.

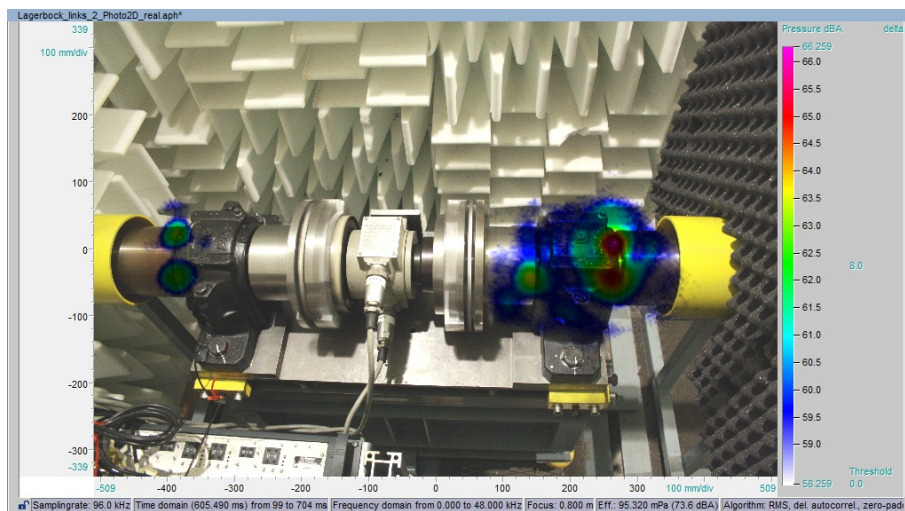


Abbildung 19: akustisches Foto der Lagergeräusche

Auch wenn das genannte sporadische Quietschen sich bei einer Messdauer von 10 s nicht im Schalldruckpegel niederschlägt, so ist es doch ein Faktor, der im Hörversuch beeinflussend wirken kann. Daher werden um die Lagerböcke Kapseln aus MDF-Platten errichtet, die innen und außen mit Absorptionsmaterial verkleidet sind. Die bündige Anordnung der Kapseln an der Laborwand sorgt außerdem dafür, dass die weiterhin durch die Durchgangsdämpfer eintretenden Geräusche zusätzlich von der Kapsel gemindert werden (Abbildung 20).

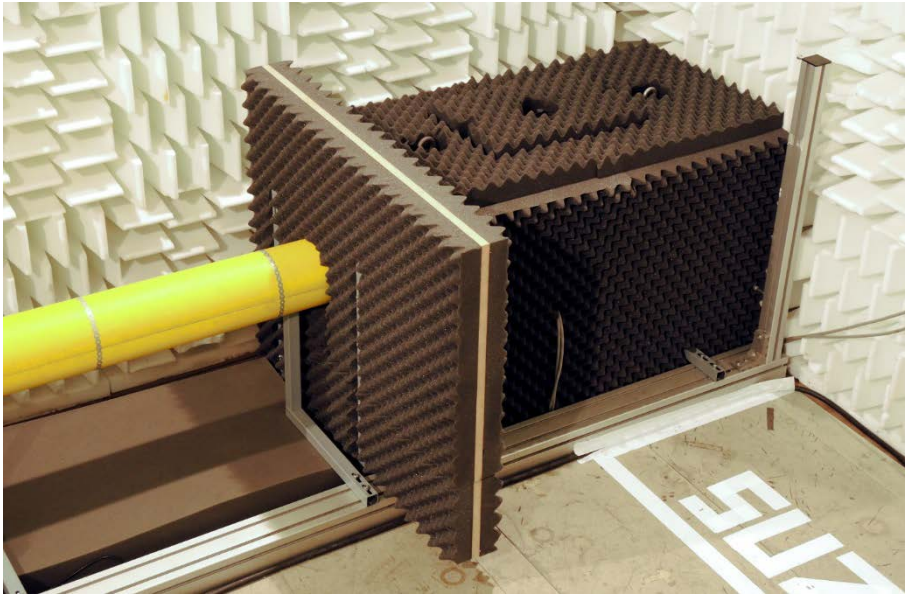


Abbildung 20: Lagerkapsel rechts

Wellendämpfer

Eine weitere Geräuschquelle im Labor sind die verwendeten Gelenkwellen. Hier wird auf Standardteile zurückgegriffen, wie man sie z. B. auch im Automobilbau findet. Der zylindrische Stahlkörper weist eine nur geringe innere Dämpfung auf und strahlt bei Erregung der Struktur oberhalb seiner ersten Eigenfrequenz von ca. 1700 Hz sehr stark ab. Dieses Verhalten wird durch die periodisch schwankende Zahnsteifigkeit und die daraus resultierende Drehungleichförmigkeit bedingt und tritt demzufolge deutlich stärker bei hohen Drehmomenten auf. Deutlich zu sehen ist die Geräuschabstrahlung der Gelenkwelle in der Darstellung der Aufnahme mit einer akustischen Kamera (Abbildung 21). Eine Minimierung der Wellengeräusche wird durch die Verwendung von Rohrdämpfern erzielt, die baugleich zu den Durchgangsdämpfern der Wanddurchbrüche sind. In diesem Fall erstrecken sie sich über die komplette Länge der im Labor verbauten Gelenkwellen von der Lagerkapsel bis zum Getriebe. Die Wirkung der im Folgenden „Wellendämpfer“ (WD) genannten Einrichtung wird in Abbildung 22 deutlich. Das Getriebe ist nach der Modifikation die einzig „sichtbare“ Schallquelle.

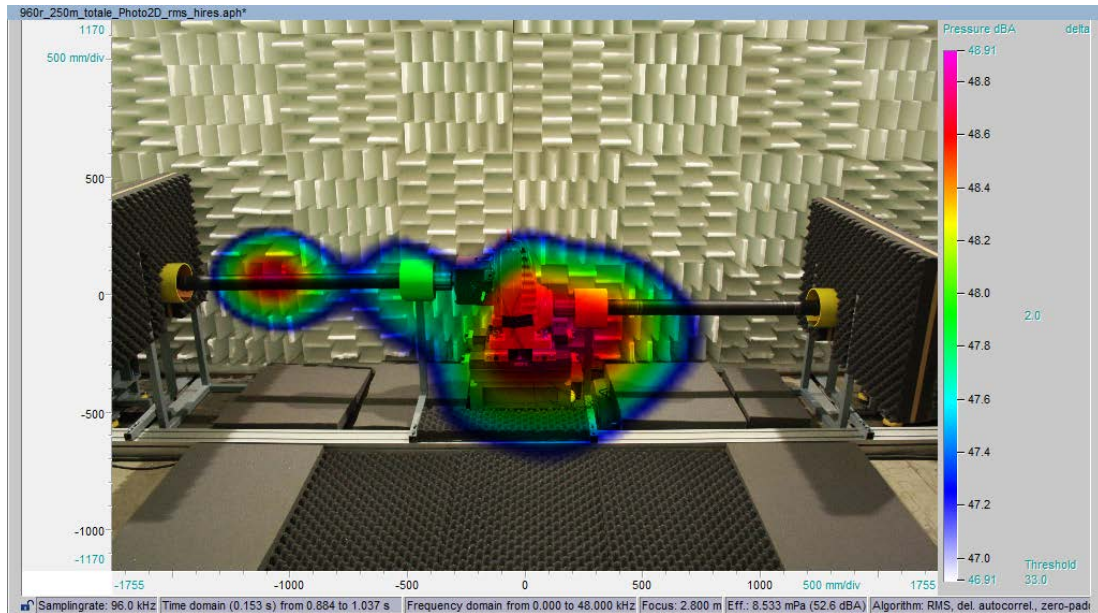


Abbildung 21: akustisches Foto des Prüfgetriebes und der abstrahlenden Gelenkwelle

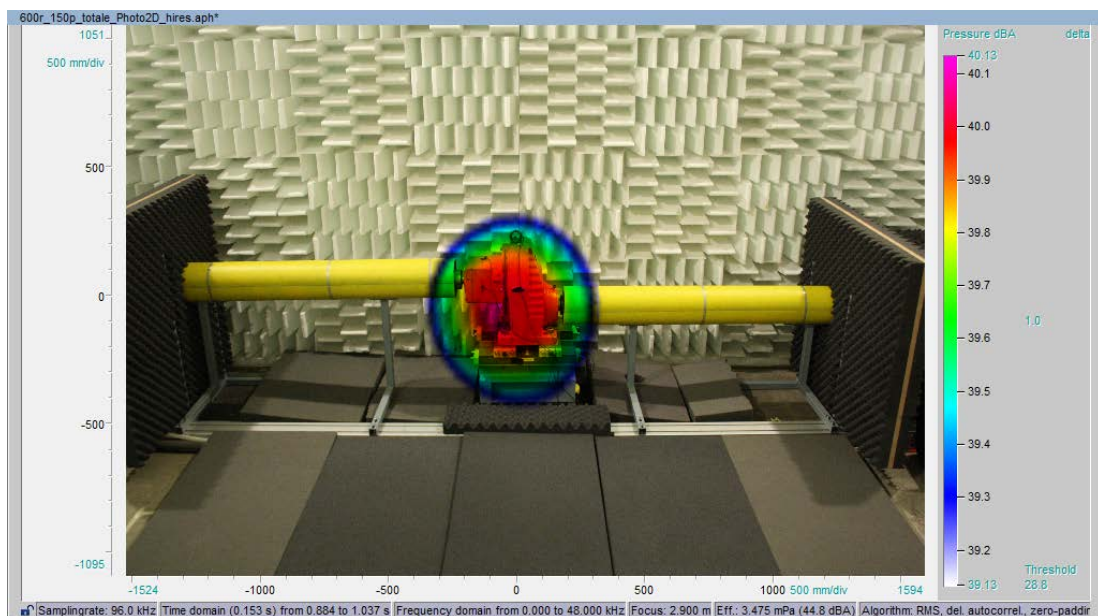


Abbildung 22: akustisches Foto des Prüfgetriebes nach Installation der Wellendämpfer

Vergleich der Einflüsse der Störgeräusche

Zur Darstellung der unterschiedlichen Einflüsse der oben genannten Störgrößen (Lüfter der E-Motoren, Außengeräusche, Lagergeräusche, Wellengeräusche) werden die einzelnen Maßnahmen gegen die Störeinflüsse gezielt deaktiviert. D. h. in mehreren nacheinander durchgeführten Testläufen werden schrittweise die Lagerkapseln, die Durchgangsdämpfer oder auch die Wellendämpfer demontiert. Weiterhin werden Aufnahmen mit laufenden Lüftern der E-Motoren

gemacht. Dies geschieht darüber hinaus auch in Kombination mit demontierten Dämpfern. Die Analyse der Störeinflüsse zeigt, dass es einen deutlichen Unterschied zwischen konstanten und betriebspunktabhängigen Störgrößen gibt. So ist der durch die Lüfter der E-Motoren erzeugte Schalldruckpegel konstant und hat daher bei geringer Schallemission des Getriebes einen größeren Einfluss auf das Gesamtgeräusch. Die Gelenkwellen hingegen werden erst mit zunehmendem Drehmoment und damit zunehmender übertragener Kraft zur Schwingung angeregt und emittieren somit unter Last deutlich mehr Schall als bei geringer Last. Dieser grundsätzliche Unterschied wird im Folgenden anhand von Abbildung 23 und Abbildung 24 erläutert.

In Abbildung 23 links sind jeweils drei Terzspektren des Betriebspunktes 240 U/min 0 N m mit und ohne Lüftergeräusch dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der erhöhte Pegel der blauen Linien unterhalb 500 Hz im Lüfterbetrieb. Dies entspricht in etwa der zuvor genannten wirksamen Frequenz der Durchgangsdämpfer am Wanddurchgang. Durch den geringen Emissionspegel des Getriebes wird der Summenschallpegel deutlich vom Lüftergeräusch beeinflusst. Steigt dahingegen die Schallemission des Getriebes an, wie bei den Terzpegeln im Betriebspunkt 960 U/min 250 N m in Abbildung 23 rechts zu sehen, bilden sich durch die Verzahnungsgeräusche deutlich höhere Pegel aus und der konstante Störpegel der Lüfter besitzt nur noch einen geringen Anteil am Gesamtgeräusch.

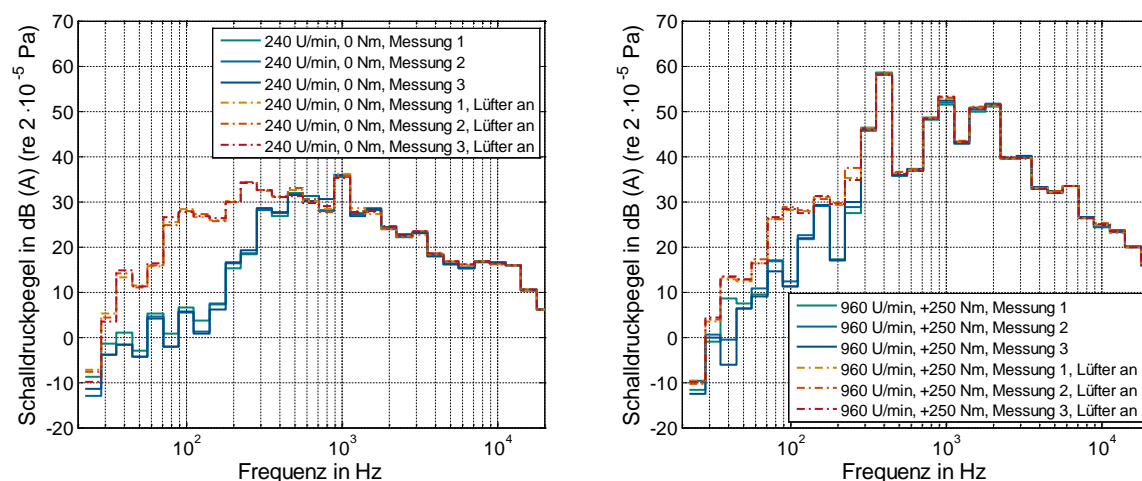


Abbildung 23: Einfluss der Lüfter auf das Terzspektrum bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Deutlich anders stellt sich der Störeinfluss der Gelenkwellen in Abbildung 24 dar. In der linken Abbildung sind wieder jeweils drei Terzspektren für den Betriebspunkt 240 U/min 0 N m, diesmal mit und ohne Wellendämpfer, geplottet. Deutliche Abweichungen unter den einzelnen

Messungen sind nur unterhalb von 100 Hz zu erkennen. Dies wird der abnehmenden Absorption des Labors in diesem Frequenzbereich zugeordnet, was zu Schwankungen bei Schalldruckmessungen führen kann. Im restlichen Frequenzverlauf zeigen sich keine auffälligen Unterschiede im Betrieb mit und ohne Wellendämpfer. In Abbildung 24 rechts hingegen zeigen sich deutliche Pegelerhöhungen im Bereich der ersten Verzahnungsfrequenz des gezeigten Betriebspunktes 960 U/min 250 N m ($f_{z1} \approx 368$ Hz) und darüber hinaus von 1 bis 3 kHz. Diese Bereiche sind bereits dominant beim Referenzzustand des Getriebegeräusches und werden nun durch die Abstrahlung der Gelenkwellen noch dominanter, weshalb der Summenschalldruckpegel unter Last stark vom Störgeräusch der Gelenkwellen beeinflusst wird.

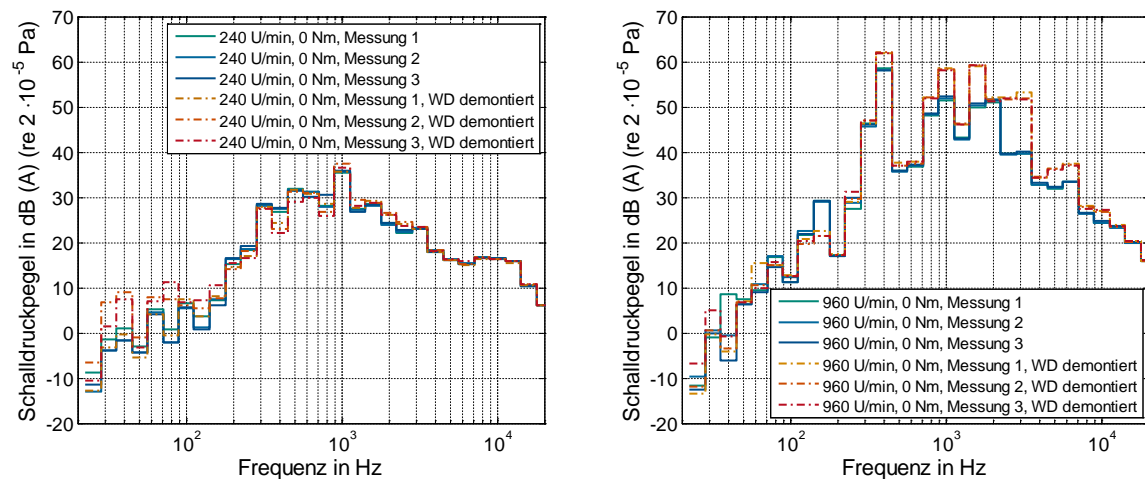


Abbildung 24: Einfluss der Gelenkwellen auf das Terzspektrum bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Um die generellen Einflüsse der o. g. Störgrößen auf die Schalldruckpegel deutlich zu machen, werden nachfolgend die Werte mehrerer Messungen in sogenannten Boxplot-Grafiken dargestellt. Ausgehend von einer Normalverteilung der Messergebnisse eines Lastzustandes (siehe hierzu Abschnitt 3.2.3) wird der Median als rote Markierung, der Bereich zwischen dem 25- und 75-Perzentil durch eine blaue Box dargestellt (50 % der Messergebnisse liegen innerhalb der blauen Box). Die darüberhinausgehenden schwarzen „Whisker“ stellen die Maxima und Minima der Ergebnisse dar, die sich zwischen dem 0,35- und dem 99,65-Perzentil befinden. Etwaige Ausreißer werden als rote „x“ dargestellt. Die Benennung der umgesetzten Maßnahmen richtet sich dabei nach folgendem Schema:

-
- Referenz: Alle Maßnahmen sind verbaut (entspricht dem Zustand der späteren Kennfeldmessungen).
 - LÜ: Die Lüfter der E-Maschinen sind NICHT deaktiviert.
 - WD: Die Wellendämpfer der Gelenkwellen sind NICHT montiert.
 - LK: Die Lagerkapseln sind NICHT montiert.
 - LÜ+LK: Die Lüfter sind NICHT deaktiviert und die Lagerkapseln sind NICHT montiert.
 - LK+DD: Die Lagerkapseln sind NICHT montiert und die Durchgangsdämpfer an den Wanddurchbrüchen sind NICHT montiert.
 - LÜ+LK+DD: Die Lüfter sind NICHT deaktiviert, die Lagerkapseln sind NICHT montiert und die Durchgangsdämpfer an den Wanddurchbrüchen sind NICHT montiert.

Deutlich ist in Abbildung 25 zu erkennen, dass der Referenzzustand mit allen getroffenen Maßnahmen zur Störgrößenbeseitigung den niedrigsten Schalldrucksummenpegel aufweist und gleichzeitig eine nur geringe Streuung der Messergebnisse besteht. Sobald die Lüfter der E-Maschinen aktiviert sind, besitzen sie bei niedriger Last (links) einen dominanten Anteil am Gesamtgeräusch. Dabei spielt es fast keine Rolle, ob die Durchgangsdämpfer oder die Lagerkapseln montiert sind, da, wie schon zuvor gesehen, die tiefen Frequenzen maßgeblich an der Geräuschbeeinflussung beteiligt sind und auch trotz der verbauten Dämpfer ins Labor dringen. Dies ändert sich bei der Bildung des A-bewerteten Summenschalldruckpegels (Abbildung 26, links). Dort zeigt sich, dass die Abschwächung der tiefen Frequenzen durch die A-Bewertung auch die Beeinflussung durch die Lüftergeräusche verringert. Der Zustand ohne Wellendämpfer und Lagerkapseln hat hier den größten Einfluss, da so auch sämtliche von der A-Bewertung nicht geschwächten mittelfrequenten Anteile des breitbandigen Lüftergeräusches ins Labor dringen. Im hohen Lastpunkt (Abbildung 25, links und Abbildung 26, links) tritt besonders der Zustand mit demontierten Wellendämpfern – also der Störeinfluss der Gelenkwellen – hervor. Zwar zeigen auch die anderen vom Referenzzustand abweichenden Zustände im hohen Lastpunkt leichte Erhöhungen auf, diese sind jedoch mit $\Delta L_p \approx 1 - 2$ dB deutlich geringer als bei der Beeinflussung durch die Gelenkwellen mit $\Delta L_p \approx 5$ dB. Dieses Verhalten tritt unabhängig von der A-Bewertung auf, da die Abstrahlung der Gelenkwelle das Frequenzspektrum, wie bereits in Abbildung 24 (rechts) gezeigt, im Frequenzbereich über 1000 Hz erhöht und somit nicht von der A-Bewertung abgeschwächt wird. Insgesamt bewirkt die A-Bewertung im hohen Lastfall

zwar in allen Zuständen eine leichte Minderung des Schalldruckpegels, qualitativ ändert sich aber nichts an den Auswirkungen der verschiedenen Zustände.

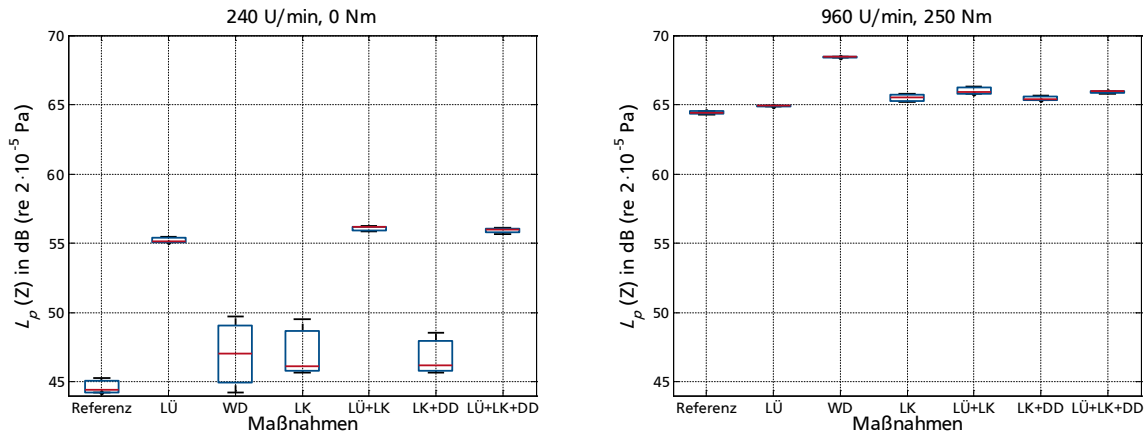


Abbildung 25: Einflüsse auf den unbewerteten Schalldruckpegel bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

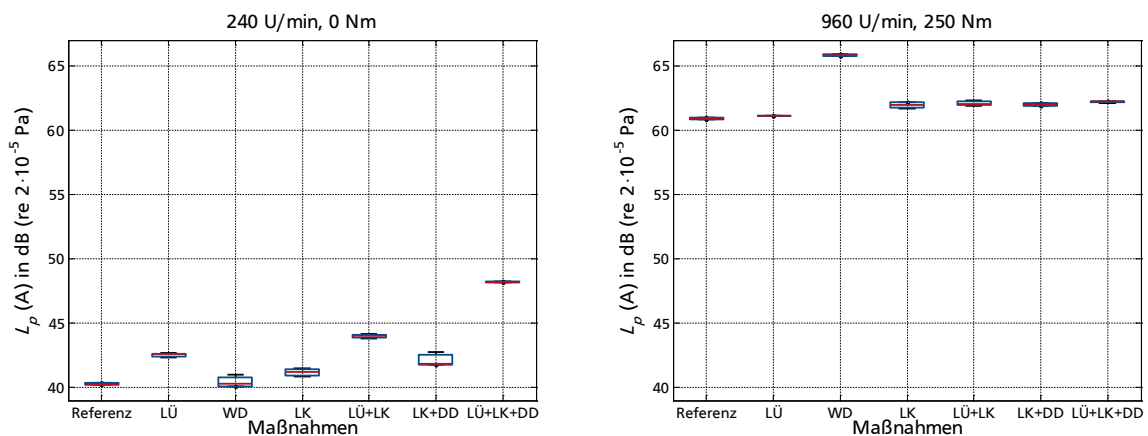


Abbildung 26: Einflüsse auf den A-bewerteten Schalldruckpegel bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Für die Erfassung des Luftschalldruckpegels kann davon ausgegangen werden, dass jedes Störgeräusch den Schalldruckpegel erhöht und somit der Zustand mit dem geringsten Pegel anzustreben ist. Durch die gezielte Untersuchung der Störgrößen mit Frequenzanalyse und akustischer Kamera kann im vorliegenden Fall der erreichte Referenzzustand als Optimum angesehen werden.

3.2.2 Voraussetzungen zur psychoakustischen Auswertung

Die Nutzung der aufgezeichneten Geräuschdateien für eine psychoakustische Analyse setzt voraus, dass die Aufnahmen das Getriebegeräusch unverfälscht wiedergeben. Im Gegensatz zu einer Deklarationsmessung, wie sie beispielsweise bei Arbeitsmaschinen, Haushaltsgegenständen oder auch Kraftfahrzeugen [87, 88] für die Erlangung einer Zulassung oder die Erstellung eines Energy-Labels [5] durchgeführt werden, gilt das Interesse bei der vorliegenden Arbeit nicht nur einem bestimmten Betriebspunkt, sondern dem gesamten Betriebskennfeld, das vom Kunden genutzt werden kann. Somit müssen die Aufnahmen aller genutzten Lastpunkte geeignet sein. Zudem müssen außer der Zielgröße „Schalldruckpegel“ (siehe Abschnitt 3.2.1) auch die psychoakustischen Zielgrößen – im vorliegenden Fall „Lautheit“, „Rauigkeit“ und „Schärfe“ (nach DIN und AURES) – bei der Überprüfung berücksichtigt werden. Diese Unterschiede beim Messaufwand im Falle einer konsumentenfreundlichen Produktgestaltung wurden bereits teilweise in [89] und [90] erläutert und werden für die Ausführungen im Kontext der vorliegenden Arbeit im Folgenden ausführlich behandelt.

Lautheit

Die Einflüsse der untersuchten Störgrößen auf die Lautheit sind entsprechend der vorherigen Darstellung und Benennung in Abbildung 27 zu sehen. Es lässt sich ein grundsätzlich ähnliches Verhalten zum A-bewerteten Schalldruckpegel erkennen (vgl. Abbildung 26).

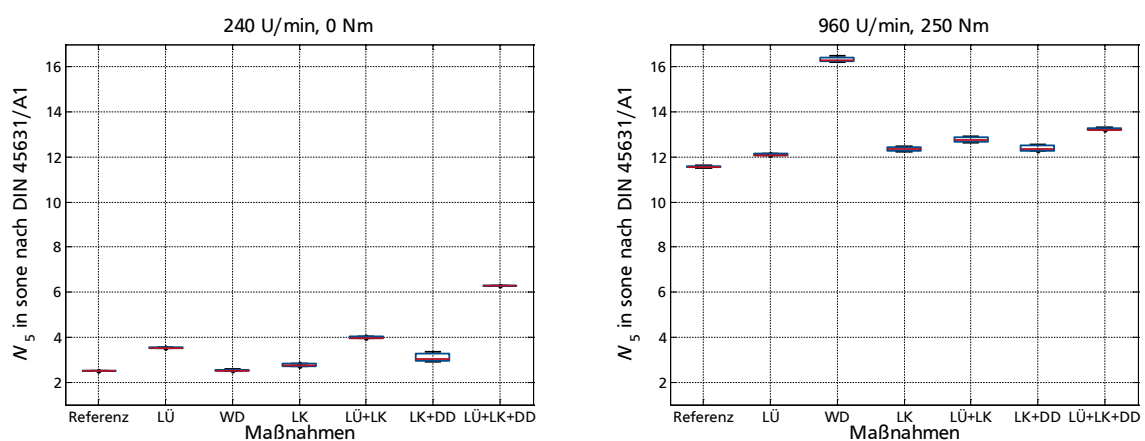


Abbildung 27: Einflüsse auf die Lautheit bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

So zeigen im niedrigen Lastpunkt die Versuche mit Lüftergeräusch und im hohen Lastpunkt der Versuch mit fehlendem Wellendämpfer die größten Abweichungen. Der Referenzzustand zeigt auch bei der Lautheit die geringsten Werte. Der nach dem A-bewerteten Schalldruckpegel optimierte Prüfstand wird auch für die Lautheit als Referenz angesehen.

Rauigkeit

Die Einflüsse der Störgrößen auf die Rauigkeit sind in Abbildung 28 zu sehen. Im niedrigen Lastpunkt ist die Rangfolge der Störgrößen identisch zu jener der Lautheit. Der Betrieb des Lüfters trägt in jedem Fall zur Erhöhung der Rauigkeit bei. Im hohen Lastpunkt zeigt sich jedoch ein deutlich abweichendes Verhalten, da der Rauigkeitswert im Fall der fehlenden Wellendämpfer deutlich geringer ausfällt und sich somit entgegengesetzt zu Lautheit und Schärfe verhält. Was genau der Auslöser für die Verringerung der Rauigkeit bei abstrahlender Gelenkwelle ist, wird nicht eingehend untersucht. Möglich ist, dass die im Vergleich zum Getriebe phasenversetzte Abstrahlung zu einer Änderung der Modulation im Messsignal führt und dadurch eine geringere berechnete Rauigkeit hervorgerufen wird.

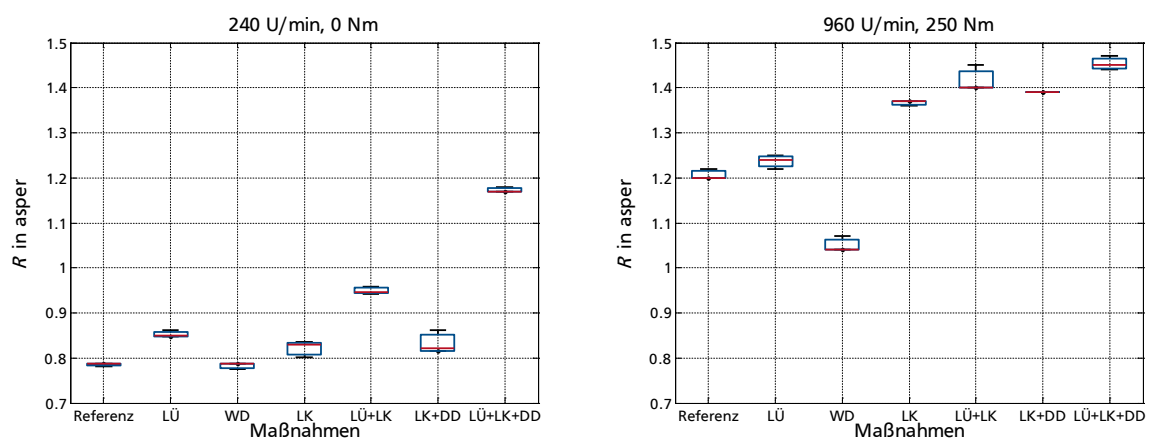


Abbildung 28: Einflüsse auf die Rauigkeit bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Schärfe nach DIN

Nach den Erkenntnissen aus Schalldruckpegel und Lautheit zeigt die Schärfemessung ein deutlich abweichendes Verhalten. So fällt bei hoher Last (Abbildung 29) zum einen die Streuung zwischen den einzelnen Störeinflüssen deutlich geringer aus und zum anderen hat sich die Auswirkung der Einflüsse auf den untersuchten Wert geändert. Im niedrigen Lastpunkt (Abbildung

29, links) zeigen sich zwar ebenfalls die deutlichsten Unterschiede für die Versuche mit aktivierten Lüftern, allerdings werden in zwei von drei Fällen mit Lüfterbetrieb die Schärfewerte gesenkt. Die Ursache hierfür ist eindeutig: Bereits in Abbildung 23 zeigt sich, dass sich das Lüftergeräusch bei verbauten Dämpfern (Durchgangs- und Kapseldämpfer) nur im Frequenzbereich unterhalb 600 Hz auswirkt. Die Anteile dieses Frequenzbereiches verschieben den Schwerpunkt des Spektrums zu tieferen Frequenzen, was einen niedrigeren Schärfewert zur Folge hat. Werden die Kapseln jedoch entfernt, werden auch die mittel- und hochfrequenten Lüftergeräuschanteile berücksichtigt, was zu einem höheren Schärfewert führt. Im hohen Lastpunkt (Abbildung 29, rechts) zeigen sich keine großen Abweichungen der Schärfe. Auch dies kann mit den zuvor gezeigten Frequenzverläufen erklärt werden. In Abbildung 23 rechts und Abbildung 24 rechts wird deutlich, dass der tieffrequente Geräuschanteil des Lüfters nicht ausreicht, um den Pegel maßgeblich zu beeinflussen und somit auch den Frequenzschwerpunkt kaum verschiebt. Die Abstrahlung der Gelenkwelle hingegen besitzt das Potenzial zur Erhöhung des Schalldruckpegels und der Lautheit, befindet sich jedoch aufgrund der Anregung durch die übertragenen periodischen Kräfte im ähnlichen Frequenzbereich wie das Getriebegeräusch selbst, dem die gleichen Anregungskräfte zugrunde liegen. Somit wirkt sich das Fehlen des Wellendämpfers nicht dermaßen eklatant auf die Schärfe aus, wie es bei der Lautheit zu beobachten ist.

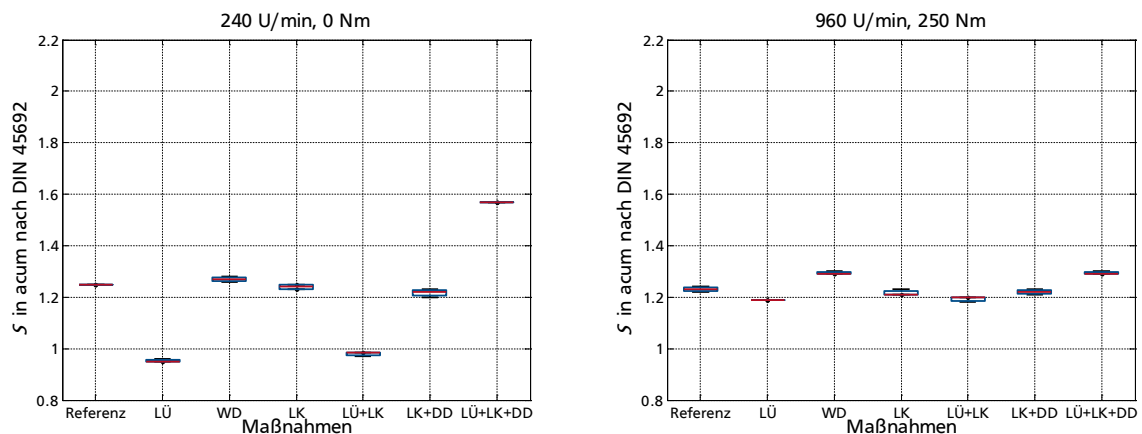


Abbildung 29: Einflüsse auf die Schärfe nach DIN bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Schärfe nach AURES

Die Einflüsse auf die Schärfe nach AURES sind im niedrigen Lastpunkt (Abbildung 30, links) sehr ähnlich zu denen der Schärfe nach DIN. Wenn auch die Absolutwerte abweichen, so zeigen die relativen Änderungen doch das gleiche Verhalten. Die Schwankungen im hohen Lastpunkt

(Abbildung 30, rechts) sind deutlicher ausgeprägt als bei der Schärfe nach DIN. So zeigt sich beim Fehlen der Wellendämpfer eine Steigerung der Schärfe nach AURES von ca. 15 %, während die Schärfe nach DIN lediglich um ca. 5 % steigt. Dies lässt sich, ebenso wie die höheren Absolutwerte, mit der höheren Lautheit im hohen Lastpunkt erklären, die, wie bereits zuvor gezeigt, in die Berechnung der Schärfe nach AURES mit eingeht. Der grundsätzliche Trend der Schärfe nach AURES unter Einfluss der Störgrößen entspricht aber auch hier dem der Schärfe nach DIN.

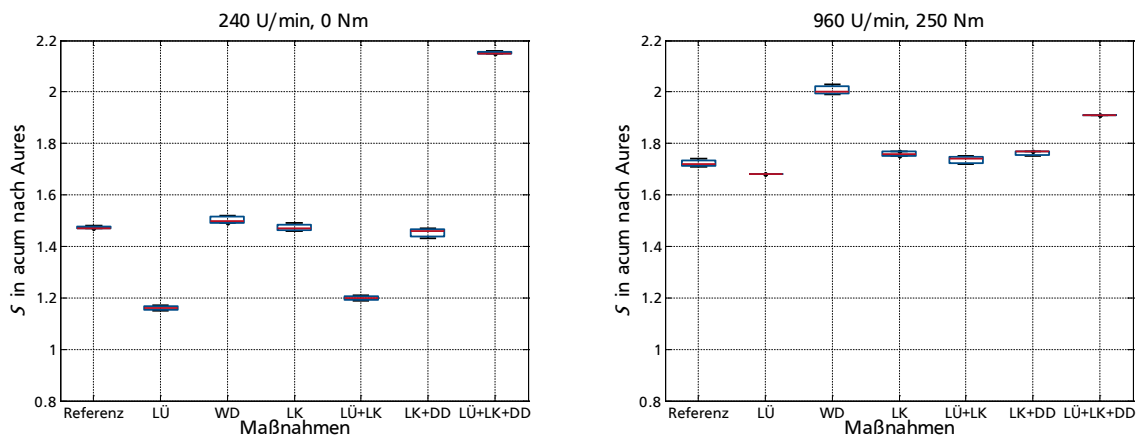


Abbildung 30: Einflüsse auf die Schärfe nach AURES bei niedriger (links) und hoher Last (rechts)

Generell bleibt zu sagen, dass sich unterschiedliche Störgrößen unterschiedlich auf verschiedene Zielgrößen auswirken und ein Prüfstand dementsprechend für jede Zielgröße und jede Störgröße optimiert werden muss. Darüber hinaus können die Einflüsse in verschiedenen Lastfällen deutlich unterschiedlich ausfallen, was einen zusätzlichen Aufwand der Vorauslegung mit sich bringt. Im gezeigten Fall liegen Fremdgeräusche vor, die in niedrigen Lastfällen Einfluss auf alle Zielgrößen haben. Ebenso gibt es Störgrößen, die erst unter Last auftreten und ebenfalls unterschiedliche Auswirkungen auf die Zielgröße haben können. Hervorzuheben ist hierbei, dass ein niedriger Wert nicht zwingend einen optimierten Zustand repräsentiert. Zwar ist dies bei der Lautheit und dem Schalldruckpegel offensichtlich, jedoch kann ein niedriger Schärfe- oder Rauigkeitswert leicht durch ein tieffrequentes bzw. unmoduliertes Störsignal hervorgerufen werden. Nach der gezielten Betrachtung der zuvor geschilderten Ergebnisse und der speziell auf die beobachteten Zielgrößen abgestimmte Optimierung des Prüfstandes und der Messumgebung, kann der für die Untersuchung errichtete Prüfstand für die Aufzeichnung aller Zielgrößen genutzt werden.

3.2.3 Wiederholgenauigkeit

Bereits in den oben gezeigten Messungen zum Störgrößeneinfluss zeigt sich nur eine geringe Streubreite der Messergebnisse im Referenzzustand. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse – auch im Hinblick auf den Nutzereinfluss und die Anfahrergenauigkeit – werden drei unterschiedliche Lastpunkte wiederholt angefahren. Das Vorgehen wird in [86] und [91] ausführlich beschrieben und hier im Folgenden der Vollständigkeit halber nur kurz dargestellt.

Zur Überprüfung der Wiederholgenauigkeit werden exemplarisch drei Lastpunkte (L1: 480 U/min, 150 N m; L2: 600 U/min, 200 N m; und L3: 720 U/min, 250 N m) ausgewählt, die mehrfach unter verschiedenen Bedingungen angefahren werden. Nachdem die Messdaten am ersten Lastpunkt zehnmal hintereinander aufgenommen werden, wird ebenso für den zweiten und dritten Lastpunkt verfahren (10x L1, 10x L2, 10x L3). Anschließend werden die drei Lastpunkte zehnmal nacheinander separat angefahren und die Messdaten gespeichert (10x [L1, L2, L3]). Danach wird die erste Messprozedur wiederholt (10x L1, 10x L2, 10x L3). Die komplette Prozedur wird ebenfalls an einem anderen Tag wiederholt, um auch längerfristige Einflüsse auf den Messaufbau zu berücksichtigen. Abbildung 31 und Abbildung 32 zeigen die gemessenen Schalldruckpegel am Referenzmikrofon.

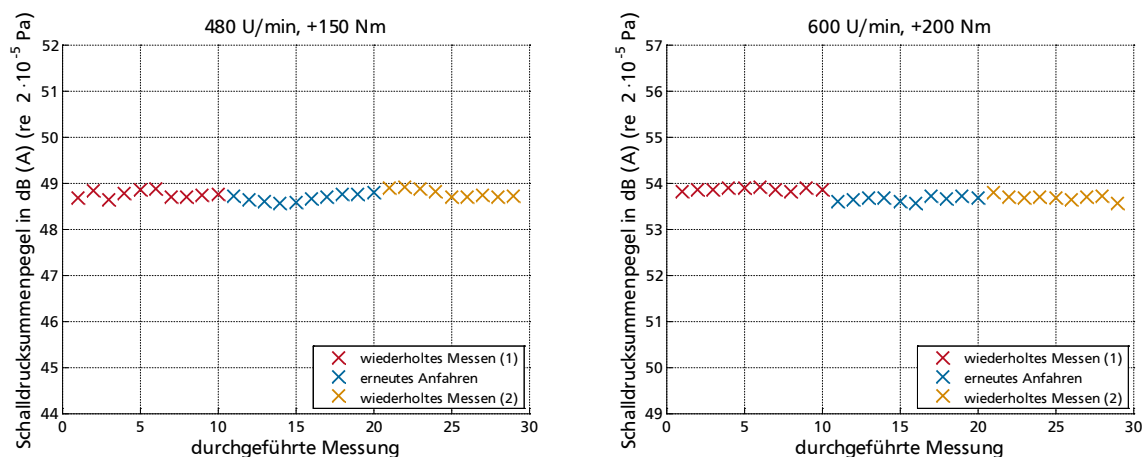


Abbildung 31: wiederholte Messungen bei 480 U/min (links) und 600 U/min (rechts)

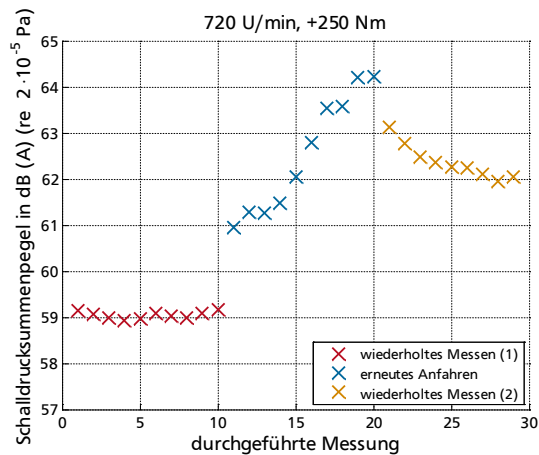


Abbildung 32: wiederholte Messungen bei 720 U/min

Deutlich erkennbar ist, dass die zwei Zustände bei 480 und 600 U/min gleichbleibende Ergebnisse mit sehr geringer Streubreite liefern. Jedoch weisen die Messungen bei 720 U/min eine steigende Tendenz des Schalldruckpegels im Bereich des erneuten Anfahrens auf. Da diese Messungen aber im gleichen Zeitfenster mit den beiden anderen Lastzuständen gemacht worden sind (abwechselndes erneutes Anfahren aller drei Lastpunkte) und L1 und L2 keine Auffälligkeiten zeigen, kann eine Beeinflussung der Gesamtanlage oder ein ungenaues Anfahren des Lastzustandes ausgeschlossen werden. Da dieses Phänomen im Laufe der Untersuchung nicht gesondert betrachtet wird, kann hier zwar keine abschließende Erklärung für das abweichende Verhalten genannt werden, es wird aber eine Resonanz vermutet, die mit einer Anregungsfrequenz bei 720 U/min zusammenfällt, sich im Laufe der Messreihe durch die Temperaturänderung verschiebt und so an Einfluss zunimmt. Für eine Resonanz spricht auch das im späteren Verlauf gezeigte Schallruckkennfeld in Abbildung 39 (Seite 75). Die in Abschnitt 3.3 getroffenen Maßnahmen zum Temperaturmanagement werden als ausreichend angesehen, um diesen Effekt soweit es geht zu minimieren. Die hohen Korrelationen der Lautheit bei späteren Wiederholungen der Kennfeldmessung bestätigen diese Annahme (Abbildung 47, links, Seite 84). Tabelle 1 zeigt zusammenfassend die Abweichungen an den einzelnen Messpunkten exemplarisch für den Lastzustand L2. Dabei stehen in der linken Spalte p_1 bis p_4 für die Signale der Mikrofone 1 bis 4 und a_1 bis a_4 für die Signale der Beschleunigungssensoren 1 bis 4. Die mittlere Spalte (Streubreite $Q_{0,75} - Q_{0,25}$) gibt die Streubreite an, in der 50 % der Messergebnisse liegen, die rechte Spalte gibt die Streubreite der gesamten Daten an. Die psychoakustischen Zielgrößen werden ebenfalls auf ihre Wiederholbarkeit untersucht und zeigen kein auffallendes Verhalten. Die prozentuale Streuung wird in [86] für die Lautheit mit 3,9 %, für die Schärfe mit 6,2 % und für die Rauigkeit mit 5,8 % angegeben.

Tabelle 1: Wiederholgenauigkeiten der Summenpegel einzelner Kanäle, angegeben mit der Streubreite von 50 % aller Messwerte und dem gesamten Streubereich für den Messpunkt 600 U/min 200 N m (nach [86])

Kanal	Streubreite $Q_{0,75} - Q_{0,25}$ in dB	gesamter Streubereich in dB
p1	0,6	1,4
p2	0,3	1,0
p3	0,2	0,7
p4	0,2	0,6
a1	0,3	0,9
a2	0,2	0,6
a3	0,2	0,6
a4	0,7	1,6

Die Ergebnisse der Wiederholungsmessungen zeigen bei der statistischen Auswertung mittels t-Test-Verfahren eine Normalverteilung, weshalb in zukünftigen Messungen und Darstellungen weiterhin eine Normalverteilung der Messergebnisse angenommen wird (siehe [92] und [93]).

3.3 Planung der Messungen

Schon LACHENMEIER schlussfolgert in [19], dass Geräuschemissionen eines einzelnen Betriebszustandes nicht aussagekräftig genug sind, um das Geräuschemissionsverhalten eines Getriebes ausreichend abschätzen zu können. Auch in der vorliegenden Arbeit wird dieser Punkt thematisiert und der starke Einfluss variierender Betriebsgrößen auf die Psychoakustik-Werte dargestellt (siehe Abschnitt 3.2.2). Um während der Messungen einen möglichst großen Betriebsbereich des Getriebes abzudecken und auch unterschiedliche Dreh- und Lastrichtungen beurteilen zu können, wird ein vollfaktorieller Prüfplan erstellt, der innerhalb der Prüfstandsmöglichkeiten die Drehmomente und Drehzahlen maximal ausnutzt. Dies führt zu einer Drehmomentspanne von -250 N m bis $+250 \text{ N m}$ und zu einer maximalen Drehzahl von 960 U/min . Lastpunkte oberhalb dieser Leistung werden aufgrund der nicht mehr ausreichenden Drehzahlstabilität der Prüfstandsregelung nicht berücksichtigt. Die Drehzahlen werden dabei als Vielfache von 60 U/min gewählt, um eine Drehzahldarstellung in Hz zu erleichtern, wodurch bei der Analyse verschiedener drehzahlabhängiger Frequenzen gebrochen rationale Zahlen, soweit es geht, vermieden werden, was wiederum der besseren Erkennbarkeit und Verständlichkeit zugutekommt. In Tabelle 2 sind die Kombinationen aus Drehzahlen und Drehmomenten dargestellt und der Betrag der vom Getriebe übertragenen mechanischen Leistung P_{Getr} , welche sich nach

$$P_{\text{Getr}} = |2\pi \cdot n \cdot M| \quad (3-1)$$

berechnet, eingetragen. Der Betrag der mechanischen Leistung wird genutzt, da zwar die Antriebsleistung der E-Maschine im Generatorbetrieb negativ werden kann, die vom Getriebe übertragene Leistung anschaulich aber unabhängig von Drehrichtung und Momentenrichtung immer positiv ist.

Tabelle 2: Betriebspunkte der Messungen

$n \backslash M$	-250 N m	-200 N m	-150 N m	-100 N m	0 N m	100 N m	150 N m	200 N m	250 N m
240 U/min	6,3 kW	5,0 kW	3,8 kW	2,5 kW	0 kW	2,5 kW	3,8 kW	5,0 kW	6,3 kW
480 U/min	12,6 kW	10,0 kW	7,5 kW	5,0 kW	0 kW	5,0 kW	7,5 kW	10,0 kW	12,6 kW
600 U/min	15,7 kW	12,6 kW	9,4 kW	6,3 kW	0 kW	6,3 kW	9,4 kW	12,6 kW	15,7 kW
720 U/min	18,9 kW	15,1 kW	11,3 kW	7,5 kW	0 kW	7,5 kW	11,3 kW	15,1 kW	18,9 kW
840 U/min	22,0 kW	17,6 kW	13,2 kW	8,8 kW	0 kW	8,8 kW	13,2 kW	17,6 kW	22,0 kW
960 U/min	25,1 kW	20,1 kW	15,1 kW	10,0 kW	0 kW	10,0 kW	15,1 kW	20,1 kW	25,1 kW

In Sinne einer statistischen Versuchsplanung werden die Methoden der Randomisierung und der Blockbildung genutzt. Dabei kann man laut KLEPPMANN „durch die Blockbildung bekannte, kontrollierbare Veränderungen aus der Zufallsstreuung heraus halten“ [92], was im vorliegenden Fall z. B. der Drehrichtungseinfluss ist. Eine Randomisierung innerhalb der Blöcke hilft, „Effekte durch verbliebene unbekannte, nicht kontrollierbare Veränderungen zu vermeiden“ [92]. So kann die spalten- oder reihenweise Abarbeitung des Messplans zu einer zeitlichen Ordnung der Messpunkte führen, die im vorliegenden Fall entweder mit der Drehzahl oder dem Drehmoment korreliert. Etwaige, im Sinne der Versuchsdurchführung langsame, Änderungen durch Drift der Messtechnik, Änderung der Temperatur o. ä. hervorgerufene Messwertverfälschungen würden in diesen Fällen fälschlicherweise der steigenden Drehzahl oder dem steigenden Drehmoment zugeschrieben. Um dies zu vermeiden, wird die zuvor genannte Methode der Randomisierung angewendet, die eine zufällige Reihenfolge der Messpunkte festlegt, die dann wiederum bei jeder Versuchsdurchführung beibehalten wird (siehe [92] und [94]). Dabei wird zusätzlich der in Abschnitt 3.2.1 beschriebene Temperatureinfluss berücksichtigt: Eine komplett zufällige Anordnung der Messpunkte kann im vorliegenden Fall dazu führen, dass mehrere extrem hohe oder niedrige Lastpunkte hintereinander angefahren werden, was zu einer deutlichen Temperaturänderung des Getriebes führt. Diesem Problem wird mit einem quasirandomisierten

Prüfplan begegnet. Dabei wird die Grundidee der zufälligen Anordnung beibehalten, gleichzeitig aber darauf geachtet, dass sich hohe und niedrige Lastpunkte einigermaßen gleichmäßig abwechseln und somit die Temperaturänderung im Getriebe über den Zeitraum der Messungen minimal bleibt.

Tabelle 3: Reihenfolge der Messpunkte (nach [86])

$n \backslash M$	-250 N m	-200 N m	-150 N m	-100 N m	0 N m	100 N m	150 N m	200 N m	250 N m
240 U/min	11	28	43	14	6	33	16	23	49
480 U/min	38	47	17	51	8	21	45	19	25
600 U/min	4	52	26	30	39	35	48	31	40
720 U/min	34	7	46	41	3	53	37	50	9
840 U/min	2	44	32	18	10	29	27	13	5
960 U/min	22	20	36	24	12	15	54	42	1

Die in Tabelle 3 dargestellte Reihenfolge der Messpunkte wird in identischer Form für den Rechts- wie auch den Linkslauf verwendet, was in Summe zu 108 Messpunkten pro Messdurchgang führt. Die positive Auswirkung der quasirandomisierten Abfolge zeigt sich im Temperaturverlauf in Abbildung 33.

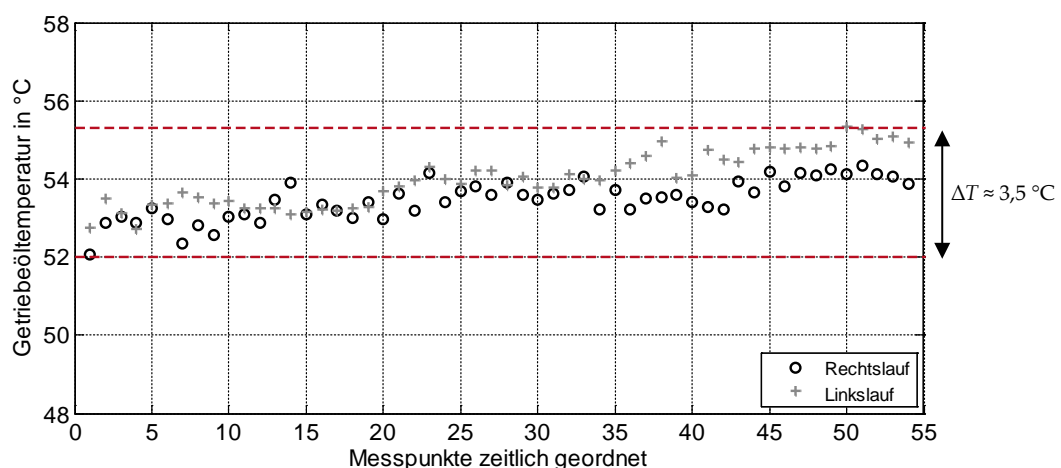


Abbildung 33: Temperaturverlauf während der Messblöcke

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Getriebetemperatur während der kompletten Messdauer lediglich um ca. 3,5 °C schwankt. Berücksichtigt man die unterschiedliche Anfangstemperatur

der beiden Drehzahlblöcke, zeigt sich sogar eine geringere Streuung von ca. 2,5 °C innerhalb eines Drehzahlblockes, womit die in Abschnitt 3.2.1.2 angestrebten Vorgaben erfüllt werden.

Nach der eingehenden Validierung des Prüfstandes kann festgehalten werden, dass Störgrößen, wie sie in der Prüfstands Umgebung oder auch im industriellen Einsatzumfeld vorkommen, die Qualität von Luftschallaufnahmen maßgeblich beeinflussen. Dabei können Störgrößen in unterschiedlichen Betriebszuständen sehr unterschiedliche Auswirkungen haben. Ebenso zeigen verschiedene Zielgrößen – im vorliegenden Fall die psychoakustischen Größen – auch verschiedene Änderungen in Folge der Störungen. Zusätzlich zu einer baulichen Optimierung sorgt auch die Gestaltung des Prüfplans für eine hohe Qualität der Geräuschaufnahmen und sichert die Reproduzierbarkeit während der Untersuchung. Der dazu nötige Aufwand macht deutlich, dass die Nutzung von Körperschallsignalen eine kostengünstige und zeitsparende Alternative darstellen könnte.

4 Analyse der Luftschall-Psychoakustik im Getriebekennfeld

Nach der Erläuterung der relevanten Grundlagen und der Beschreibung und Validierung des Prüfstandes in den vorangegangenen Kapiteln, wird in den folgenden Abschnitten zunächst der Ist-Zustand bei Auslieferung des Getriebes dokumentiert. Dazu wird das Prüfgetriebe nach dem in Abschnitt 3.3 erläuterten Messplan betrieben, und die Schalldrücke und Beschleunigungen werden aufgezeichnet und ausgewertet. Daran anschließend folgen die Versuche zur Serienstreuung: Für die Untersuchung der Beeinflussungen der Psychoakustik durch Serienstreuung werden drei zusätzliche Radsätze untersucht. Diese Radsätze sind bereits soweit bearbeitet und geschliffen, dass sie dem Serienzustand entsprechen. Nach der Ermittlung des Ist-Zustandes wird das Getriebe vom Prüfstand entfernt und in der Werkstatt des Fachgebietes nach Anleitung des Herstellers soweit zerlegt, dass ein neuer Radsatz montiert werden kann. Mit den Serienradsätzen werden die gleichen Messungen durchgeführt wie zuvor mit dem ersten Radsatz. Daran anschließend wird der zuletzt gemessene Serienradsatz gezielt mit einer Schädigung versehen, wie sie auch während der Montage im Werk entstehen könnte, und die Auswirkungen auf das Getriebegeräusch werden untersucht. Im letzten Schritt werden noch drei weitere Radsätze eingebaut und vermessen, die gezielt mit abweichendem Schliffbild versehen wurden, die typische Fehler in der Herstellung widerspiegeln. Insgesamt werden demnach sieben verschiedene Radsätze untersucht.

4.1 Ist-Zustand im Auslieferungszustand

Um die im Verlauf der Untersuchung betrachteten Einflüsse von Serienstreuung und Fehlschliff oder auch von grundlegenden Parametern wie Drehzahl und Drehmoment beurteilen zu können, wird im ersten Schritt der Ist-Zustand des Getriebegeräusches erfasst. In Abbildung 34 ist der Frequenzverlauf des Luftschalls für zwei Drehmomente bei 960 U/min im unbewerteten Terzspektrum dargestellt. Zusätzlich sind für eine bessere Einschätzung der Verzahnungsgeräusche die ersten zehn Verzahnungsordnungen als grüne Linien dargestellt. Sie errechnen sich aus den ganzzahligen Vielfachen der Zahneingriffsfrequenz f_z in Gleichung (2-23) mit $n_{\text{Antrieb}} = 960/\text{min}$, $z_{\text{Antrieb}} = 23$ und $i \in \mathbb{N}$ zu

$$f_{z,i} = n_{\text{Antrieb}} \cdot z_{\text{Antrieb}} \cdot i = \frac{960}{60 \text{ s}} \cdot 23 \cdot i = 368 \text{ Hz} \cdot i. \quad (4-1)$$

Erkennbar ist, dass der Bereich der ersten zehn Verzahnungsordnungen großen Anteil am Gesamtgeräusch hat. Das wird noch deutlicher, wenn in Abbildung 35 die A-Bewertung angewendet wird. Der genannte Frequenzbereich trägt demnach entscheidend zum A-bewerteten Schalldrucksummenpegel bei. Ebenso ist erkennbar, dass die Pegel bei höherem Drehmoment mit wenigen Ausnahmen steigen, was gemäß den Grundlagen in Abschnitt 2.2 auf die größeren übertragenen Kräfte in der Verzahnung und die dadurch höheren Pegel der Zahneingriffsordnungen zurückzuführen ist.

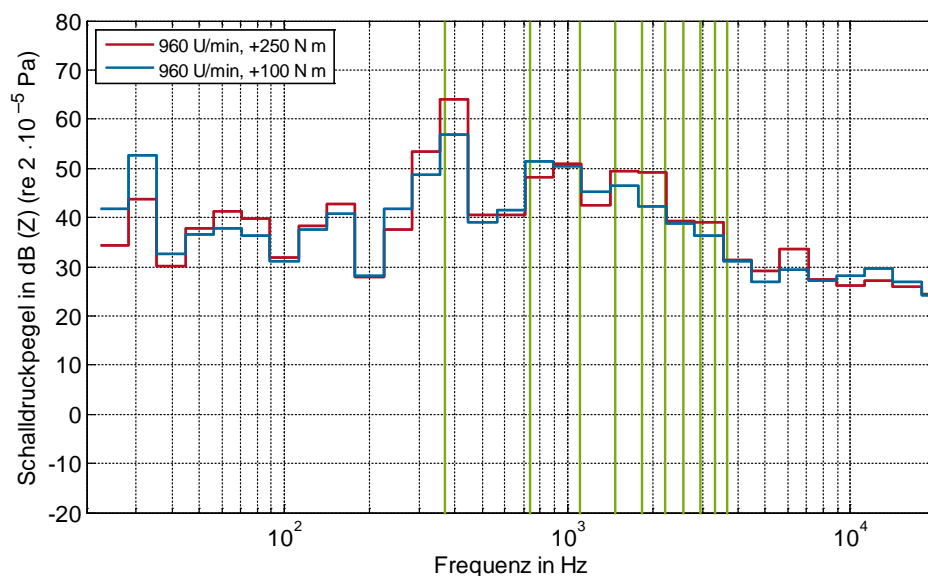


Abbildung 34: Terzdarstellung (unbewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min

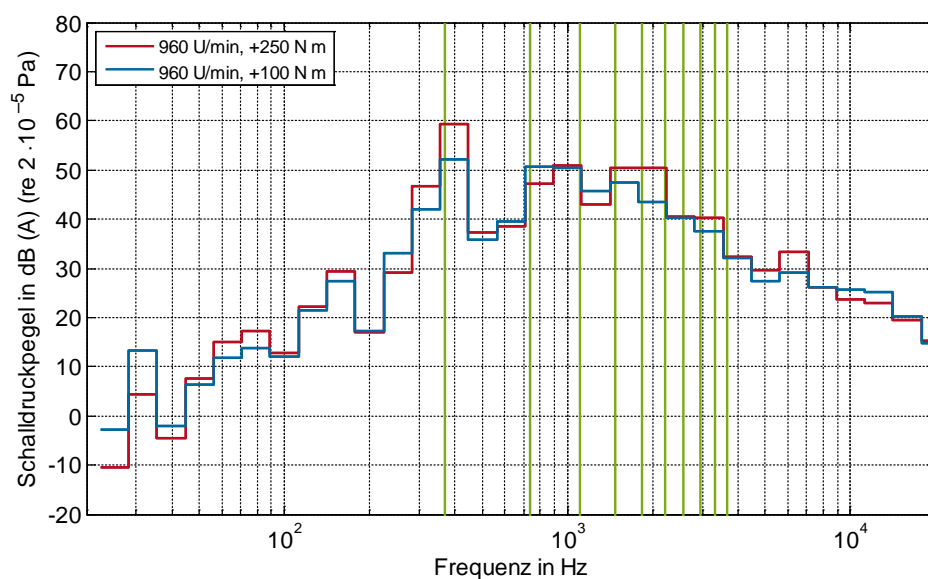


Abbildung 35: Terzdarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min

Der Einfluss der diskreten Verzahnungsfrequenzen ist in Abbildung 36 zu erkennen: Während die Rauschanteile bei veränderter Last annähernd gleich bleiben, steigen die Pegel der einzelnen Peaks mit wenigen Ausnahmen an. In Abbildung 37 ist der Bereich der ersten zehn Verzahnungsordnungen noch einmal gesondert und mit linearer Frequenzachse dargestellt. Hier werden neben den grün markierten Verzahnungsordnungen auch noch weitere Peaks sichtbar, die ihren Ursprung in anderen periodischen Anregungen, wie z. B. den Überrollfrequenzen der Lagerwälzkörper, haben (zur Berechnung der Lagerfrequenzen siehe z. B. [82]).

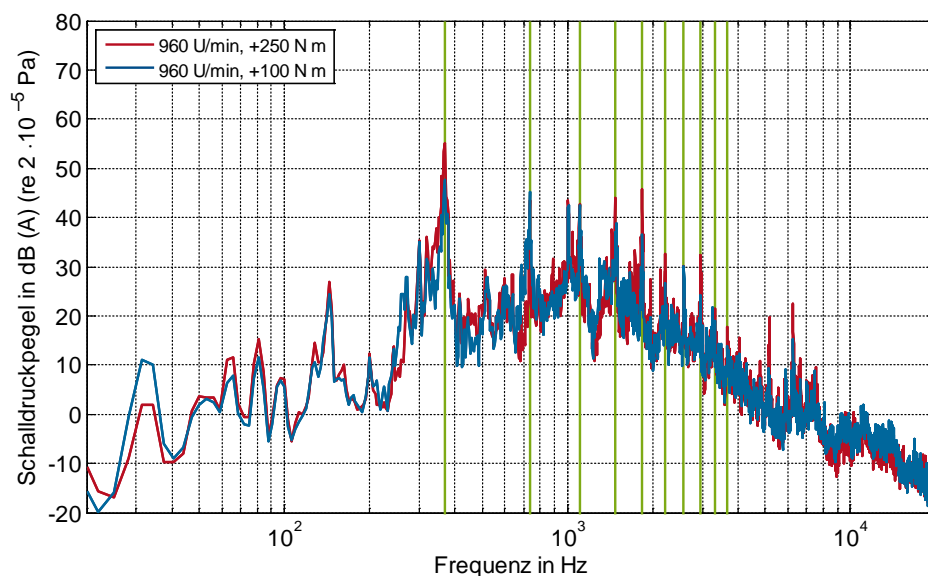


Abbildung 36: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 960 U/min

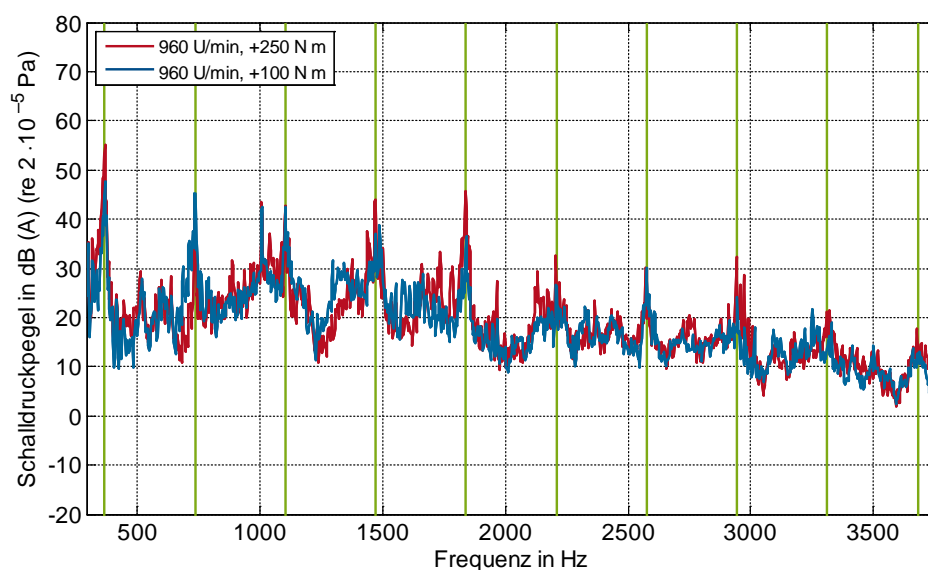


Abbildung 37: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Frequenzbereiches der ersten zehn Verzahnungsordnungen bei 960 U/min

Der steigende Einfluss des Drehmomentes auf den Schalldruckpegel lässt sich auch bei anderen Drehzahlen nachweisen. Erst bei einer sehr geringen Drehzahl – in diesem Fall 480 U/min – kommt es zu leichten Abweichungen vom generellen Verhalten. Zwar zeigt sich auch hier der zuvor beschriebene Lasteinfluss, allerdings ist bei dieser Drehzahl die 1. Verzahnungsordnung nicht mehr die dominante Quelle, was auf die Abstrahlcharakteristik des Getriebes zurückgeführt werden kann (siehe Abschnitt 5.3). In Abbildung 38 wird deutlich, dass die 3. Verzahnungsordnung den höchsten Pegel erreicht und gleichzeitig noch ein weiterer Pegel bei 300 Hz unabhängig vom Drehmoment deutlich heraussteicht. Aufgrund des geringeren Schalldruckpegels bei niedriger Drehzahl tritt hier ein Anregungsgeräusch der E-Maschinen hervor, welches über den Antriebstrang weitergeleitet wird, auf diese Weise ebenfalls das Getriebegehäuse zu Schwingungen anregt und folglich in die umgebende Luft abgestrahlt wird. Auch wenn dieses Geräusch streng genommen kein vom Getriebe erzeugtes Geräusch ist und somit in die Kategorie der Störgeräusche einzuordnen ist, wird es für die weiteren Untersuchungen nicht gesondert betrachtet, weil sich seine Anregung ebenfalls im Körperschall wiederfindet und somit die Theorie der psychoakustischen Prognose durch Körperschallsignale nicht beeinflusst.

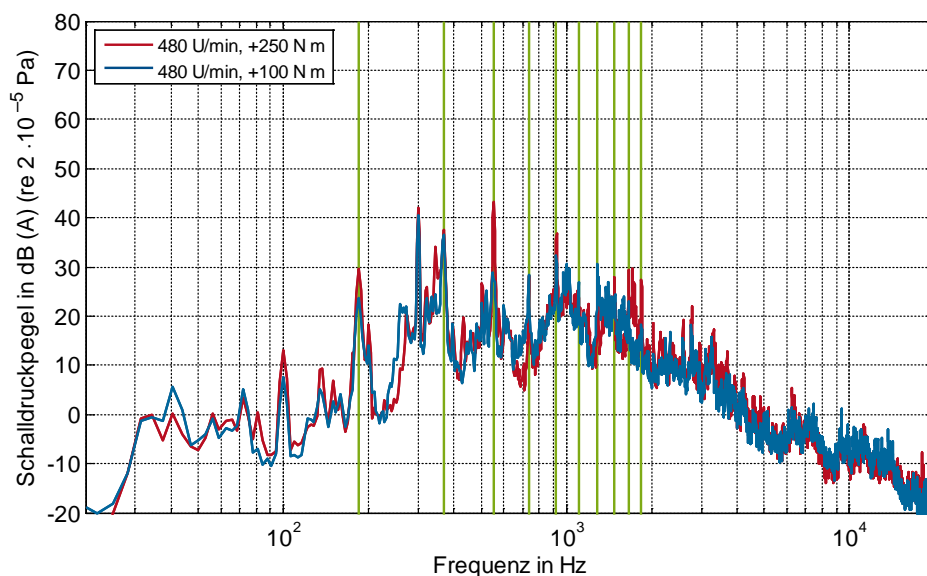


Abbildung 38: Schmalbanddarstellung (A-bewertet) des Luftschallspektrums bei 480 U/min

Um im weiteren Verlauf eine einfachere Vergleichsmöglichkeit zu schaffen, wird die Nutzung eines Betriebskennfeldes eingeführt, das gemessene oder berechnete akustische oder psychoakustische Größen in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment darstellt. Durch die Nut-

zung von Einzahlkennwerten lässt sich ein dreidimensionales Kennfeld darstellen, das die Maxima und Minima im Betriebsbereich leicht erfassbar visualisiert. Das Drehmoment ist immer auf der Abszissenachse aufgetragen und die Drehzahl auf der Ordinatenachse, negative Drehzahlen kennzeichnen den Linkslauf. Die Applikatenachse beschreibt den jeweils betrachteten Parameter, wobei die Farbskala eine zusätzliche Darstellung der Applikatenachse ist, die der besseren Erkennbarkeit dienen soll und somit auf die Einheiten der Applikatenachse zurückgreift. Dabei ist es wichtig zu erwähnen, dass in den jeweiligen Versuchen sämtliche in Tabelle 2 genannten Betriebspunkte angefahren werden. Um das Kennfeld im Drehzahlbereich zwischen -240 U/min und $+240 \text{ U/min}$ beschreiben zu können, werden zu Anfang der Untersuchung Messungen bei ca. $\pm 15 \text{ U/min}$ durchgeführt, die den Nullpunkt der Messung für die grafische Auswertung ersetzen sollen [86]. Da für die Messpunkte extrem niedriger Drehzahl davon ausgegangen wird, dass die Änderungen der Verzahnungsgeräusche vernachlässigbar sind und Lagergeräusche sowie von E-Maschinen und Triebstrang induzierte Geräusche die Gesamtemission dominieren, werden diese Messungen für spätere Getriebeänderungen nicht wiederholt. Die Nullmessungen zeigen demnach für sämtliche Umbauten jeweils die selben Werte und dienen der optischen Anpassung des Kennfeldes auf die komplette Fläche. Diese Punkte werden für die Ermittlung der Korrelationen zwischen einzelnen Zuständen daher nicht berücksichtigt. Aufgrund der Schrägverzahnung des Prüfgetriebes sind unterschiedliche Ergebnisse für positive und negative Momente zu erwarten: Da durch die Drehmomentumkehr in Verbindung mit der Schrägverzahnung die Stützkkräfte in unterschiedliche Richtungen wirken, erfahren die Lager unterschiedliche Belastungszustände. Daraus resultiert direkt auch eine unterschiedliche Krafteinleitung in die gesamte Struktur.

Schalldruck

In Abbildung 39 wird der Schalldrucksummenpegel im Kennfeld dargestellt. Aufgrund der zuvor gemachten Beobachtungen im Frequenzverlauf wird davon ausgegangen, dass der Schalldrucksummenpegel von den Verzahnungsgeräuschen dominiert wird (Abbildung 34). Demzufolge erklären sich die geringen Pegel bei niedriger Drehzahl und niedrigem Drehmoment. Es zeigt sich ein deutlicher Drehzahleinfluss, der bei 720 U/min zu maximalen Pegeln führt. Die Tatsache, dass die Pegel nicht bei der maximalen Drehzahl am höchsten sind, wird auf die Strukturresonanzen des Getriebes zurückgeführt. Global betrachtet zeigt sich auch ein nahezu monotoner Einfluss des Drehmomentes auf die Pegel, wobei die Pegel mit steigendem Drehmoment ebenfalls steigen, aber mit deutlich geringerem Effekt als bei der Drehzahl.

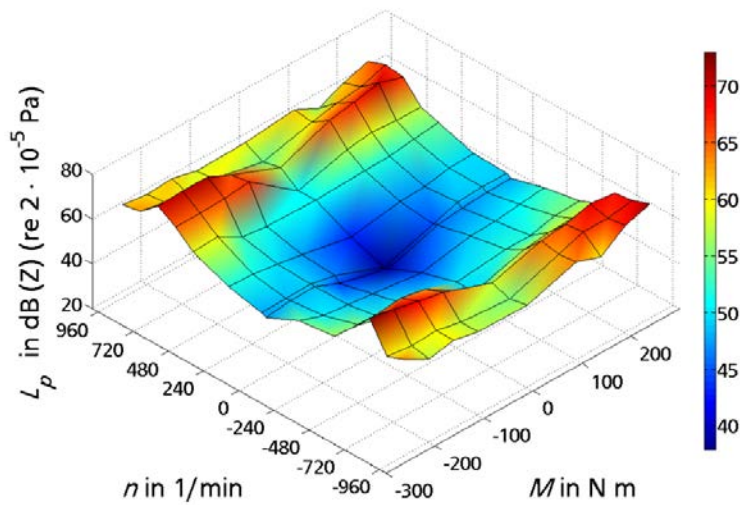


Abbildung 39: Kennfeld des Schalldrucksummenpegels (unbewertet) im Auslieferungszustand

Die Nutzung der A-Bewertung (Abbildung 40) ändert am groben, qualitativen Verlauf nicht viel, lediglich wird die Senke im Niedriglastbereich deutlicher, die Betriebspunkte maximaler Last (insbesondere bei positivem Moment) fallen im Bezug zum Maximalpegel im Resonanzfall höher aus und die Absolutwerte sind etwas niedriger als ohne A-Bewertung.

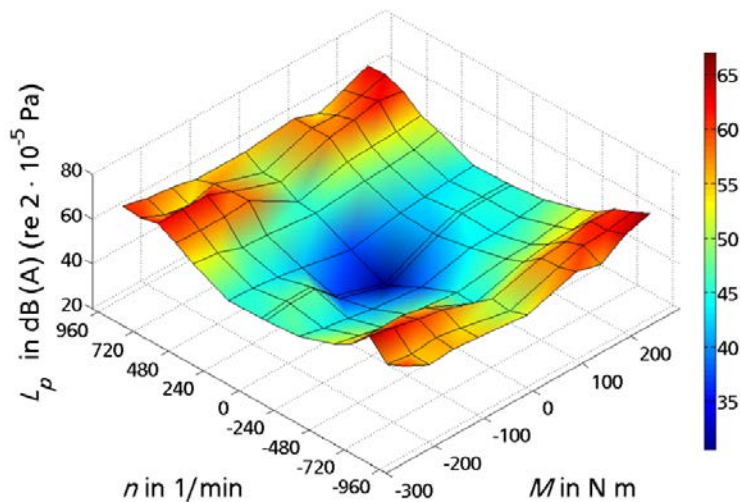


Abbildung 40: Kennfeld des Schalldrucksummenpegels (A-bewertet) im Auslieferungszustand

Generell zeigt das Kennfeld ein globales Verhalten, welches durch die Literatur gedeckt wird. Der oft genannte Zusammenhang zwischen Drehzahlverdopplung und Erhöhung des Schall-

druckpegels um 6 dB kann aufgrund des Struktureinflusses zwar nicht hundertprozentig nachgewiesen werden, wurde aber von PSOTTA in [86] näher betrachtet und zumindest in erster Näherung bestätigt.

Lautheit

Das Kennfeld der berechneten Lautheit zeigt ein sehr ähnliches Verhalten zum Kennfeld des A-bewerteten Schalldrucksummenpegels. Auch bei der Lautheit zeigt sich die charakteristische „Schüsselform“ des Kennfeldes und es kommt zu Maxima bei 720 U/min im negativen Drehmomentenbereich und bei 960 U/min im positiven Drehmomentenbereich. Demnach korrelieren die Kennfelder von A-bewertetem Schalldrucksummenpegel und Lautheit rein optisch bereits recht hoch. Dies entspricht auch den Erwartungen, da die A-Bewertung ein einfacher Ansatz ist, um die Funktion der menschlichen Wahrnehmung nachzubilden. Die Lautheit macht ebendies, jedoch sehr viel detaillierter. Zudem wird die Lautheit als „empfundener Wert“ angegeben, d. h. ein doppelt so laut empfundenes Geräusch weist den doppelten Lautheitswert in Sone auf. Dadurch fällt die „Schüsselform“ deutlich gestreckter aus als beim Schalldruck.

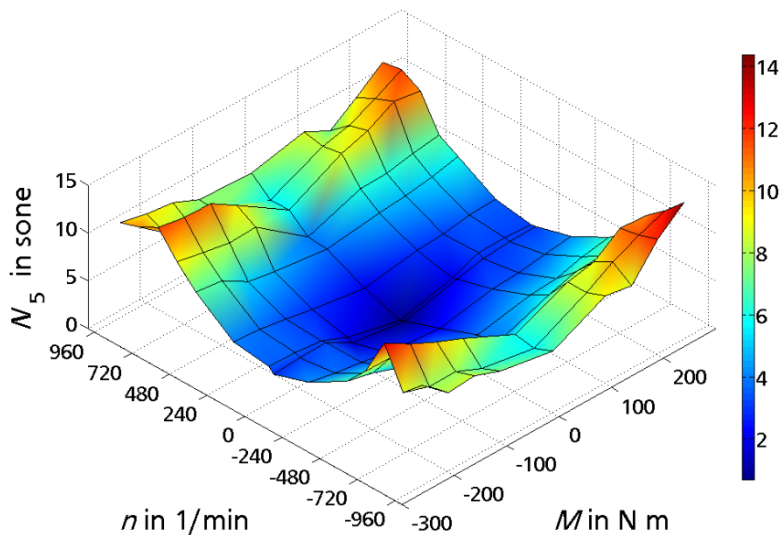


Abbildung 41: Kennfeld der Luftschall-Lautheit im Auslieferungszustand

Rauigkeit

Das Rauigkeitskennfeld ist in Abbildung 42 dargestellt. Der Drehmomenteinfluss ist noch geringer als beim Schalldruckpegel und bei der Lautheit. In erster Näherung bleiben die Rauigkeitswerte über die Abszissenachse konstant, während die Drehzahl einen deutlichen Einfluss zeigt. Der starke Einbruch um 0 U/min lässt sich durch die sehr geringen und nicht vom Getriebe dominierten Geräuschpegel erklären. Da die Rauigkeit, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, mit der Modulation des Geräusches ansteigt, tragen die durch z. B. Unwucht oder Unrundheit hervorgerufenen Modulationen der Verzahnungsgeräusche erst bei höheren Drehzahlen zur Rauigkeit bei. Deutlich zu erkennen sind jeweils zwei Maxima pro Drehrichtung: bei ± 600 U/min und bei 960 U/min. Dieser Effekt wird nicht eingehend untersucht, es liegt jedoch die Vermutung nahe, dass beim Durchlaufen verschiedener Drehzahlbereiche zwangsweise auch die Modulationsfrequenzen variieren und somit im Berechnungsalgorithmus teilweise stärker zu Buche schlagen, da die Rauigkeit sowohl von der Modulationsfrequenz als auch von der Modulationsintensität bestimmt wird (siehe Gleichung (2-11)).

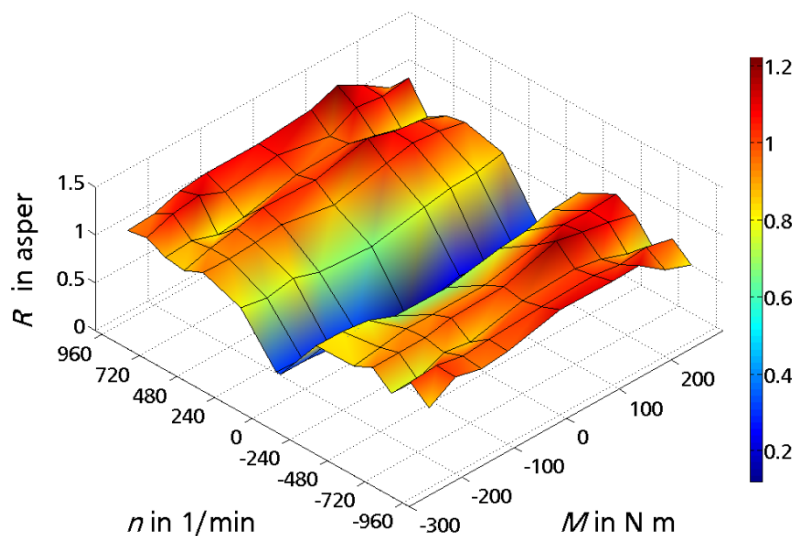


Abbildung 42: Kennfeld der Luftschall-Rauigkeit im Auslieferungszustand

Schärfe

Die Schärfekennfelder nach DIN (Abbildung 43) und nach AURES (Abbildung 44) weichen beide deutlich vom erwarteten Verlauf ab. Stellt man sich den Schärfewert als Angabe der Schwerpunktlage des Frequenzspektrums vor, so könnte man bei steigender Drehzahl und somit ein-

hergehender Frequenzerhöhung sämtlicher am Gesamtpegel beteiligten Verzahnungsordnungen davon ausgehen, dass die Schärfe monoton mit der Drehzahl steigt. Dieses Verhalten wird weder durch die DIN-Schärfe noch durch die AURES-Schärfe widerspiegelt. Es zeigen sich vielmehr in der Ordinatenachse fünf auffällige Drehzahlen: So ist ein deutlicher Peak im Nullpunkt, im Bereich ± 600 U/min und im Bereich ± 960 U/min zu erkennen. Dieses Verhalten wird – wie auch die abweichenden Peaks der Lautheitskennfelder – dem Struktureinfluss zugeordnet, der beim Durchlaufen verschiedener Frequenzbereiche der einzelnen Verzahnungsordnungen unterschiedliche Effekte auf das Abstrahlverhalten haben kann. Erwähnenswert dabei ist, dass – mit Ausnahme der Kennfeldeckpunkte bei höchster Last – hohe Schärfewerte bei minimalem Drehmoment dargestellt werden. Hier kann der Einfluss höherfrequenter Antriebsgeräusche bei fehlenden tieffrequenten Getriebegeräuschen eine Ursache für die hohen Schärfewerte darstellen. Dieser Effekt zeigt sich stärker in der Schärfe nach DIN. Die Ursache für die davon abweichende Darstellung der Schärfe nach AURES in Bereichen hoher Last wird in der Berechnungsgrundlage gefunden, da der in Gleichung (2-17) genannte Lautheitseinfluss im Nulllastbereich deutlich schwächer ausfällt und somit die Schärfewerte nach AURES in den Bereichen höherer Lautheitswerte steigen.

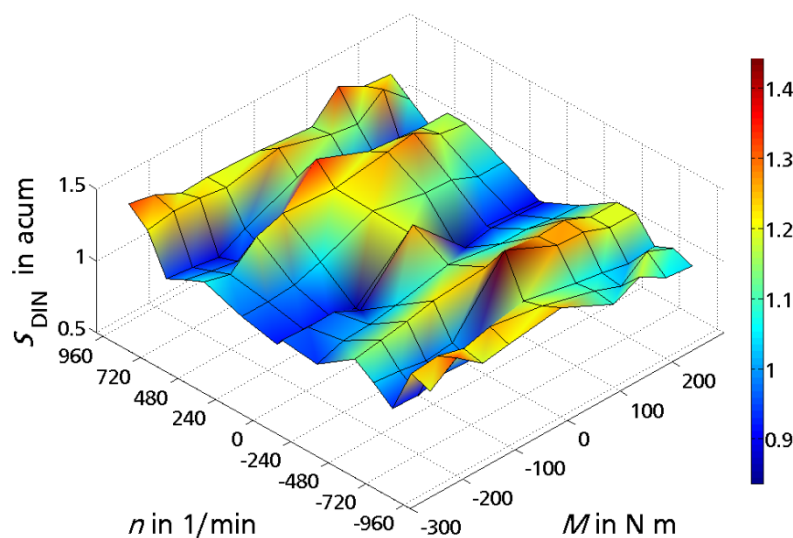


Abbildung 43: Kennfeld der Luftschall-Schärfe (nach DIN 45692) im Auslieferungszustand

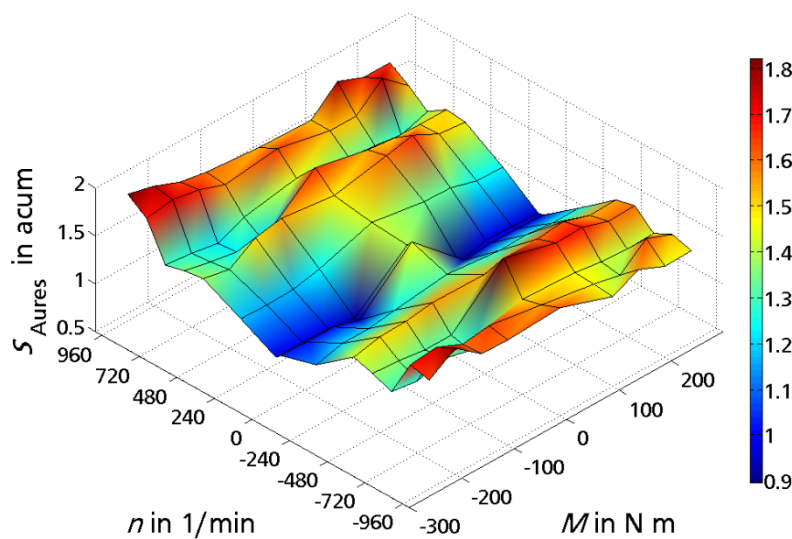


Abbildung 44: Kennfeld der Luftschall-Schärfe (nach AURES) im Auslieferungszustand

4.2 Einflüsse durch (De-)Montage und Serienstreuung

Montageeinfluss und Serienstreuung

Für die Durchführung der Versuche zur Serienstreuung wird das Getriebe soweit zerlegt, dass der Radsatz getauscht werden kann. Eine mögliche Abweichung ergibt sich durch Unterschiede in der Dichtung zwischen den Gehäuseteilen und Abweichungen des Anzugdrehmomentes der Befestigungsschrauben, weshalb das Gehäuse anschließend nach Herstellerangaben zusammengesetzt wird. Beim Erstwechsel des Radsatzes fällt auf, dass das Ritzel auf der Eingangs- welle verklebt ist. In den weiteren Versuchen wird diese Klebung nicht erneuert, stattdessen werden lediglich die Passungen der Welle-Nabe-Verbindung und die vorhandenen Wellensiche- rungsringe zum Befestigen von Rad und Ritzel auf den Wellen genutzt. Nachdem die Kennfeld- messung des Getriebes im Auslieferungszustand mehrfach durchgeführt wurde und diese Mes- sungen die fortlaufenden Nummern NG1 – NG5 bekommen haben (NG für „nicht geschädigt“), werden die Messungen nach der Erstdemontage des Gehäuses – aber mit identischem Radsatz (RS1) – mit den Zusätzen NG6 und NG7 versehen. Als Referenzmessung wird RS1 NG5 heran- gezogen, da der Radsatz dem Auslieferungszustand entspricht und der Prüfstand zum Zeitpunkt der Messung sämtliche Optimierungsschritte hinsichtlich der Störgeräuschbeseitigung durch- laufen hat.

Nach der Messung des ersten Radsatzes (RS1) werden der Reihe nach die drei zusätzlichen Serienradsätze (RS2, RS3 und RS4) ins Gehäuse eingebaut und nach dem bereits in Abschnitt 3.3 erläuterten Schema vermessen. Dabei wird das Kennfeld für jeden Radsatz zweimal durchfahren und aufgezeichnet, um mögliche deutliche Abweichungen im Betrieb erkennen zu können. Daraus ergeben sich jeweils die Indizes NG1 (nicht geschädigt) für den ersten Durchlauf und NG2 für den zweiten Durchlauf. Das Benennungsschema für die Versuche zur Serienstreuung ist in Tabelle 4 zusammengefasst.

Um den Vergleich der Kennfelder und die Erkennung von Abweichungen verschiedener Radsätze besser beurteilen zu können, werden die Ergebnisse der jeweils 108 Betriebspunkte zweier zu vergleichender Messungen x und y mit Kovarianz C und Standardabweichung σ nach [92] zu einem Korrelationskoeffizienten r

$$r_{x,y} = \frac{C(x,y)}{\sigma(x) \cdot \sigma(y)} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (4-2)$$

berechnet, der als Einzahlwert eine Aussage über die Ähnlichkeit der verglichenen Zustände gibt. Der Vergleich dieses Korrelationskoeffizienten ermöglicht anschließend den schnellen Vergleich mehrerer Versuche und zeigt, wo die größten Abweichungen zum Referenzzustand vorliegen. Im Folgenden wird für eine einheitliche Wortwahl die Einteilung der Korrelationskoeffizienten nach Tabelle 5, wie sie bei ZÖFEL [95] zu finden ist. Dabei ist zu bedenken, dass diese Einteilung auch vom Kontext der Auswertung abhängt und damit nicht immer eindeutig ist. So kann ein Korrelationskoeffizient von 0,3 bei einer unerwarteten Korrelation zweier Größen schon hoch im Sinne der Auswertungsbetrachtung sein, während ein Korrelationskoeffizient von 0,9 bei einem bereits erwarteten starken Zusammenhang zweier Größen nicht zwangsläufig als sehr hoch bewertet werden muss. Außerdem gibt es andere sprachliche Einteilungen der Werte. So unterscheidet KRONTHALER in [96] bei Korrelationswerten zwischen 0 und 1 nur starke, mittlere und schwache Korrelation. Die Nomenklatur von ZÖFEL wird dieser Einteilung aufgrund der differenzierteren Betrachtung vorgezogen.

Tabelle 4: Übersicht der durchgeführten Messungen zur Serienstreuung

Benennung	Zahnradatz	Zustand	lfd. Messung
RS1 NG4	Nr. 1 (Auslieferungszustand)	Auslieferungszustand	4
RS1 NG5	Nr. 1 (Auslieferungszustand)	Auslieferungszustand Referenz	5
RS1 NG6	Nr. 1 (Auslieferungszustand)	nach Erstdemontage	6
RS1 NG7	Nr. 1 (Auslieferungszustand)	nach Erstdemontage	7
RS2 NG1	Nr. 2	Serienzustand	1
RS2 NG2	Nr. 2	Serienzustand	2
RS3 NG1	Nr. 3	Serienzustand	1
RS3 NG2	Nr. 3	Serienzustand	2
RS4 NG1	Nr. 4	Serienzustand	1
RS4 NG2	Nr. 4	Serienzustand	2

Tabelle 5: Einstufung der Korrelationskoeffizienten (bearbeitet nach [95])

Korrelationskoeffizient	Einstufung
$ r = 0$	keine Korrelation
$0 < r \leq 0,2$	sehr geringe Korrelation
$0,2 < r \leq 0,5$	geringe Korrelation
$0,5 < r \leq 0,7$	mittlere Korrelation
$0,7 < r \leq 0,9$	hohe Korrelation
$0,9 < r < 1$	sehr hohe Korrelation
$ r = 1$	perfekte Korrelation

Abbildung 45 zeigt die Gegenüberstellung der Korrelationskoeffizienten für die fünf untersuchten Größen A-bewerteter Schalldruckpegel, Lautheit, Schärfe nach DIN, Schärfe nach AURES und Rauigkeit. Die einzelnen Balken repräsentieren den Korrelationskoeffizienten, der sich aus dem Vergleich mit dem Referenzzustand ergibt – in diesem Fall RS1 NG5 (Radsatz 1, nicht geschädigt, fünfte Messung). Der Korrelationskoeffizient des Vergleiches RS1 mit RS1 weicht deshalb vom Idealwert 1 ab, weil für den Vergleich mit dem gleichen Zustand die jeweils zweite Messung des entsprechenden Radsatzes herangezogen wird (in diesem Fall NG5 mit NG4). Auf diese Weise bekommt man einen Wert für die Wiederholbarkeit der Durchführung der Messung.

Die Korrelationskoeffizienten für RS1 / RS1 fallen dementsprechend sehr hoch aus: für sämtliche Messungen liegen sie deutlich über 0,9, für den A-bewerteten Schalldruckpegel und die Lautheit sogar über 0,98. Der Unterschied zwischen „RS1 Ref“ und „RS1 Montage“ besteht in der zwischenzeitlichen De- und Wiedermontage des Gehäuses. Der Unterschied zwischen „RS1 Demontage“ und den daran anschließenden Versuchen ist darüber hinaus noch die fehlende Klebung des Ritzels. Der Datensatz nach der Erstdemontage (RS1 Montage) korreliert zwar in A-bewertetem Schalldruckpegel und Lautheit ebenfalls sehr hoch ($\approx 0,97$), die Werte für Schärfe (DIN und AURES) und Rauigkeit fallen jedoch deutlich ab. Daran zeigt sich, dass die Erstdemontage einen messbaren Einfluss auf das Geräuschverhalten des Getriebes hat. Noch deutlicher wird der Einfluss, wenn man die Korrelationskoeffizienten der drei zusätzlichen Serienradsätze (gelbgrüne Balken) betrachtet. Hier sinkt die Korrelation bei Schärfe und Rauigkeit weiterhin ab und erreicht Werte von $r = 0,7$ bis $0,8$.

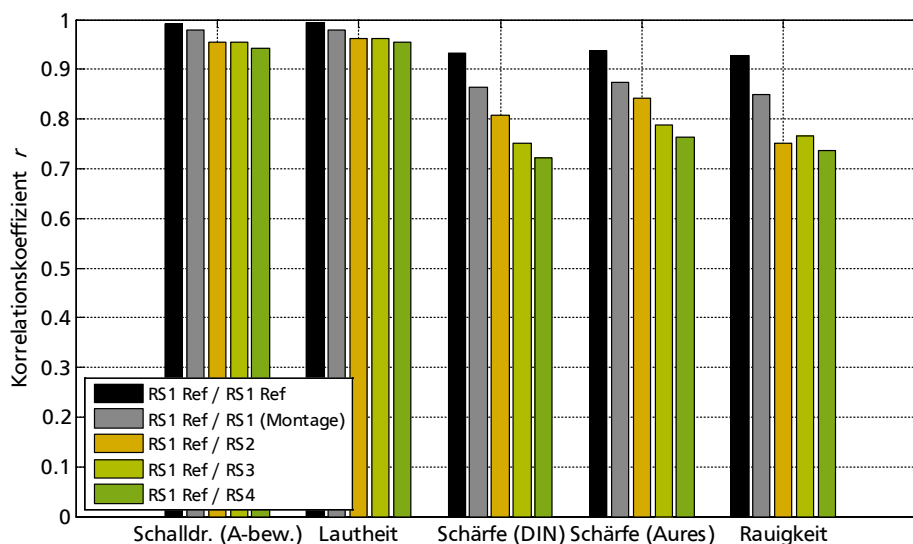


Abbildung 45: Korrelationskoeffizienten der betrachteten Metriken in Bezug auf RS1-NG5 (Auslieferungszustand)

Aufgrund der Tatsache, dass die Einflüsse der Erstdemontage nicht reversibel sind, die Korrelationen des Referenzradsatzes mit den drei zusätzlichen Serienradsätzen aber sehr ähnliche Werte liefern und darüber hinaus die manuelle Schädigung an Radsatz Nr. 4 vorgenommen werden soll, wird im Folgenden RS4 als Referenz herangezogen. Somit können die durch die Schädigung hervorgerufenen Änderungen besser auf die Ausgangssituation bezogen werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 46 dargestellt, auch hier dient bei der Korrelation von RS4 mit RS4 der zweite Versuch als Vergleich. Die so ermittelten Korrelationskoeffizienten für die

Wiederholbarkeit sind durchgängig sehr hoch ($r > 0,97$), die Korrelation zu den Serienradsätzen RS2 und RS3 fällt ebenfalls sehr hoch aus ($r > 0,9$ außer für die DIN-Schärfe), was die Theorie erhärtet, dass die erneute (De-)Montage und der Wechsel der Radsätze nur wenig Einfluss haben und die starken Abweichungen zum ersten Radsatz in der Erstdemontage begründet liegen.

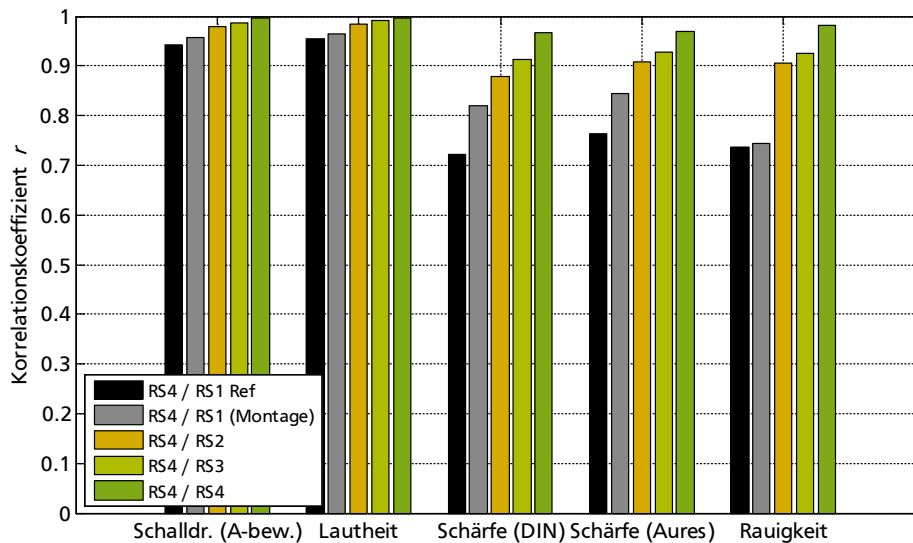


Abbildung 46: Korrelationskoeffizienten der betrachteten Metriken in Bezug auf RS4-NG1 (letzter Zustand vor Schädigung)

Die Information, in welche Richtung der Vergleichsversuch vom Referenzversuch abweicht, geht bei der alleinigen Betrachtung des Einzahlwertes r verloren, weshalb die als wichtig erachteten Ergebnisse im Folgenden als Scatterplot dargestellt werden. Dabei werden die Werte des Referenzdatensatzes entlang der Abszissenachse und die Werte des Vergleichsdatensatzes entlang der Ordinatenachse dargestellt. Die ideale Korrelation von 1 wird – sofern im abgebildeten Wertebereich möglich – als rote Mediane im ersten Quadranten dargestellt. Die Messpunkte sind graphisch nach Rechtslauf und Linkslauf (Index „rechts“ bzw. „links“) und positivem und negativem Moment (Index + bzw. –) getrennt und ebenso wie die zugehörigen Korrelationskoeffizienten in der Legende beschrieben. Auf diese Weise lässt sich leichter erfassen, ob eine schlechte Korrelation durch eine allgemeine Streuung oder aber durch Abweichungen in bestimmten Lastzuständen hervorgerufen wird. Die Bezeichnung p1 an den Koordinatenachsen kennzeichnet die Verwendung des Signals von Mikrofon 1.

Abbildung 47 und Abbildung 48 zeigen exemplarisch den Vergleich der ersten und zweiten Messung des Radsatzes Nr. 4 für die psychoakustischen Größen. Die sehr hohe Korrelation in der Lautheit zeigt sich durch die fast ideale Abbildung der Messwerte auf der 1. Mediane. Die Plots für die Rauigkeit und die Schärfe zeigen eine etwas höhere Streuung um die 1. Mediane und erreichen somit auch nur leicht geringere Werte für die Korrelationskoeffizienten, wobei der niedrigste Wert mit 0,934 (AURES-Schärfe im Linkslauf bei negativem Drehmoment) immer noch sehr hoch ist. Es sind keine Auffälligkeiten hinsichtlich einer bestimmten Momenten- oder Drehrichtung erkennbar.

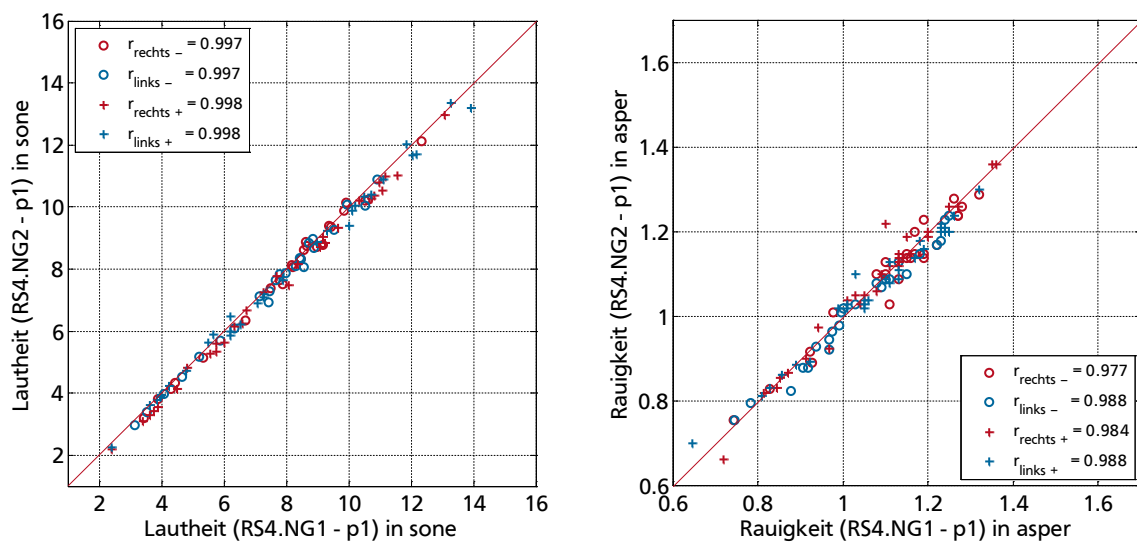


Abbildung 47: Darstellung der Wiederholbarkeit von RS4 im Scatterplot (links: Lautheit; rechts: Rauigkeit)

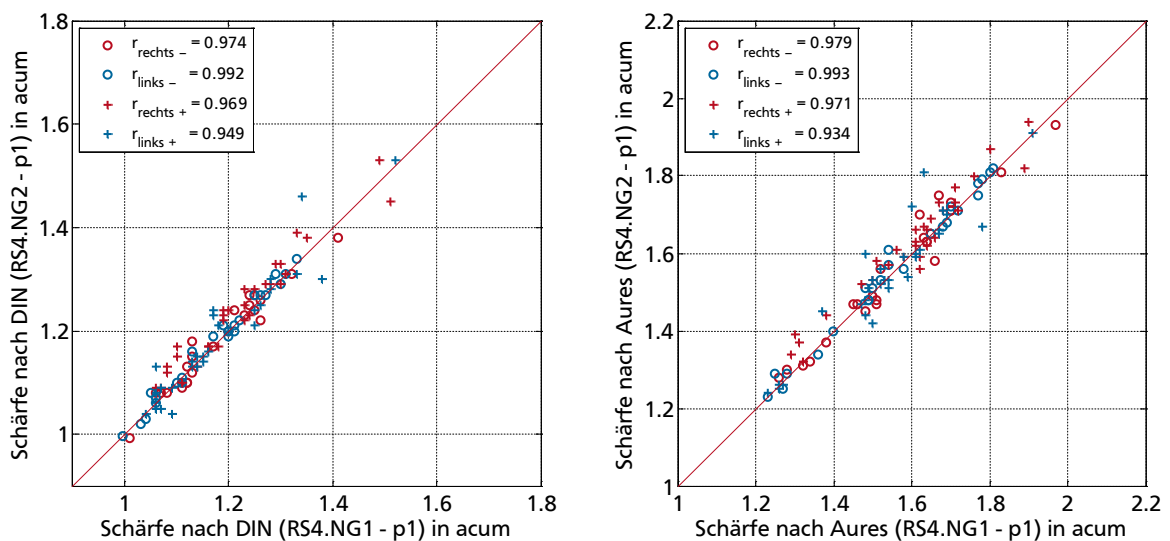


Abbildung 48: Darstellung der Wiederholbarkeit von RS4 im Scatterplot (links: Schärfe nach DIN; rechts: Schärfe nach AURES)

Der Vergleich des Referenzzustandes vor der ersten Demontage (RS1 NG5) mit dem zukünftigen Referenzzustand (RS4 NG1) ist in Abbildung 49 und Abbildung 50 dargestellt. Dort zeigt sich, dass die relativ schlechte Korrelation durch eine große Streuung hervorgerufen wird, die allerdings keine Auffälligkeiten hinsichtlich einer Drehrichtung oder eines Drehmomentes zeigt. Generell kann festgehalten werden, dass das Getriebe mit Radsatz Nr. 4 ähnlich laut, aber tendenziell rauer und minimal schärfer klingt.

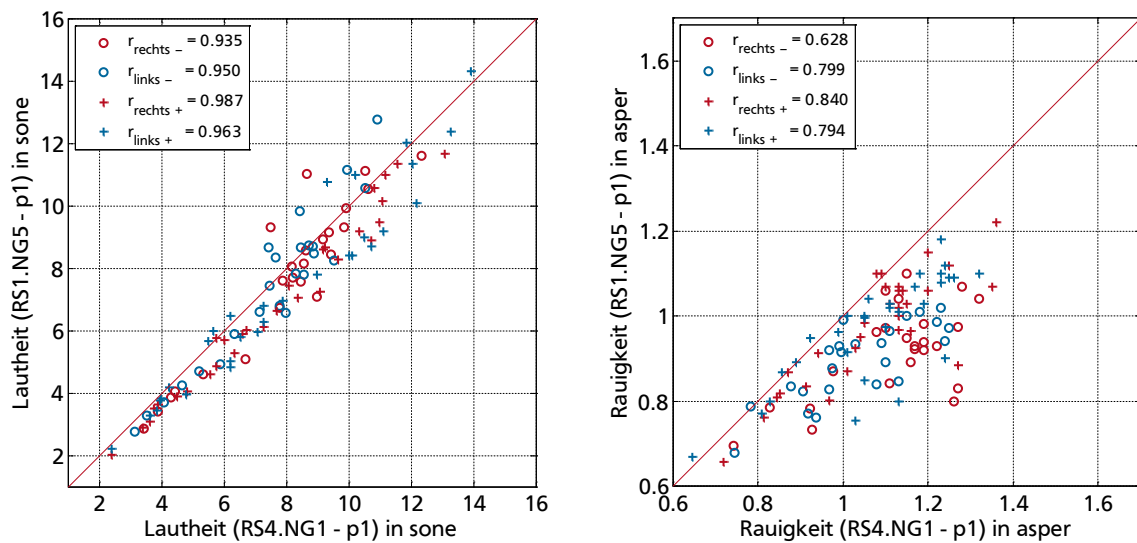


Abbildung 49: Korrelation von Radsatz 4 und Radsatz 1 vor Demontage für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

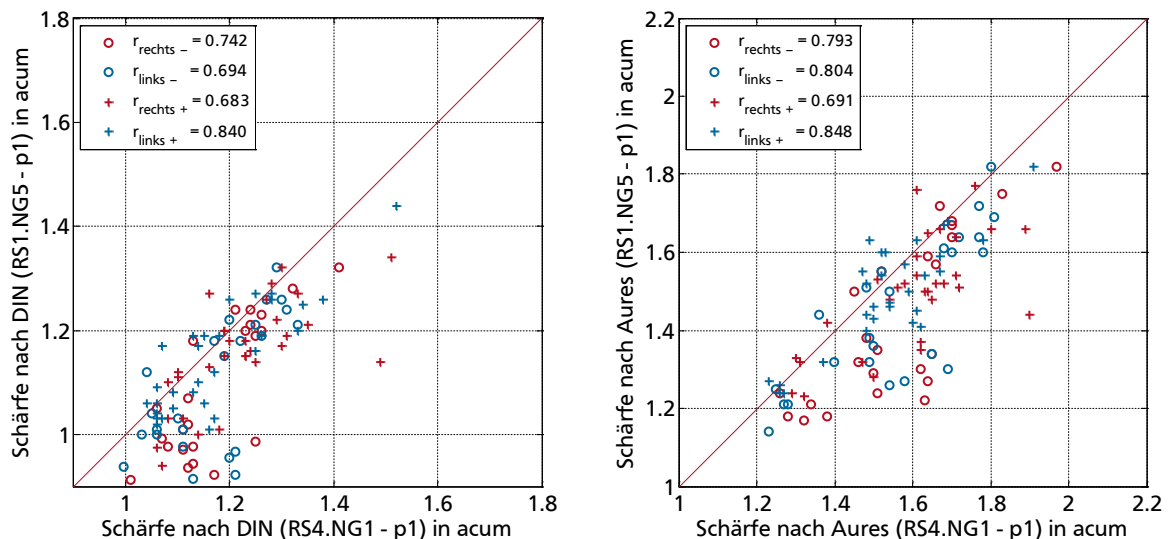


Abbildung 50: Korrelation von Radsatz 4 und Radsatz 1 vor Demontage für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Die Abweichungen, die sich bei der Nutzung der Serienradsätze zeigen, können verschiedene, teils bereits erwähnte, Ursachen haben:

- Einfluss auf die Struktur und den internen Kraftfluss durch Erstdemontage des Gehäuses
- Einfluss auf die Struktur und den internen Kraftfluss durch Lösen der Klebeverbindung von Ritzel und Welle
- Einlauferscheinungen durch die längere Nutzung des Auslieferungsradsatzes (RS1) bei der Inbetriebnahme und Einrichtung des Prüfstandes
- Schädigung durch Überlast des Auslieferungsradsatzes (RS1) bei der Inbetriebnahme und Einrichtung des Prüfstandes.

Nach Rücksprache mit dem Getriebehersteller werden die Möglichkeit der Überlast und die Auswirkungen eines eventuellen Einlaufverhaltens als sehr gering angesehen, weshalb die Demontage und Montage abweichend vom Ursprungszustand als wahrscheinlichste Ursache anzusehen ist.

4.3 Einflüsse künstlicher Schädigungen auf den Luftschall

Um die Auswirkungen von Schädigungen der Zahnräder auf das empfundene Getriebegeräusch beurteilen zu können, wird der letzte Radsatz, der für die Erfassung der Serienstreuung genutzt wurde, gezielt geschädigt. Zudem werden zusätzliche ungeschliffene Zahnradsätze zur Verfügung gestellt. Diese ungeschliffenen Radsätze werden von der *KAPP Werkzeugmaschinen GmbH* gezielt verschieden geschliffen, um Fertigungsabweichungen nachzustellen, wie sie auch im realen Fertigungsablauf vorkommen können. Auf diese Weise werden vier Radsätze generiert, die als Grundlage für die Untersuchung der Schädigungseinflüsse dienen und im Folgenden näher beschrieben werden. Eine Übersicht über die Messungen und die jeweilige Benennung findet sich in Tabelle 6.

Tabelle 6: Übersicht der durchgeführten Messungen zum Schadens- und Fehlschliffeinfluss

Benennung	Zahnradatz	Zustand	lfd. Messung
MA1.1	Nr. 4	Beschädigung 1	1
MA1.2	Nr. 4	Beschädigung 1	2
MA2.1	Nr. 4	Beschädigung 2	1
MA2.2	Nr. 4	Beschädigung 2	2
Re1.1	Fremdschliff	Referenzgeometrie	1
Re1.2	Fremdschliff	Referenzgeometrie	2
Gu1.1	Fremdschliff	optimiertes Schliffbild	1
Gu1.2	Fremdschliff	optimiertes Schliffbild	2
Se1.1	Fremdschliff	schlechtes Schliffbild	1
Se1.2	Fremdschliff	schlechtes Schliffbild	2

Manuelle Schädigung 1 an Radsatz Nr. 4 (RS4 MA1.x)

Bei bilateralen Gesprächen mit Getriebeherstellern wurde das Problem der Zahnradoberflächenschädigung während der Montage als wichtiger Anteil der als fehlerhaft beurteilten Getriebe genannt. Daher wird bei der ersten Schädigung eine Oberflächenschädigung des Ritzels vorgenommen, wie sie auch bei grob unsachgemäßer Handhabung der Ritzel entstehen kann. Dazu wird für das gehärtete Ritzel ein Diamantkörner benutzt, um eine Vertiefung samt Kratterrandbildung in der Zahnoberfläche zu erzeugen. Abbildung 51 zeigt die entstandene Schädigung und deren Abmessungen. Da die Zahnflanke mit der Beschädigung nur bei negativem Drehmoment unter Last im Eingriff steht, wird erwartet, dass die Änderung der Messwerte für positive Drehmomente gering ausfällt.

Generell liegen die Auswirkungen der eingebrachten Schädigungen hinter den Erwartungen zurück und zeigen nur geringfügig niedrigere Korrelationswerte als die Serienradsätze untereinander (Abbildung 55), weshalb auf eine eingehende Analyse verzichtet und eine weitere, deutlichere Schädigung eingebracht wird.

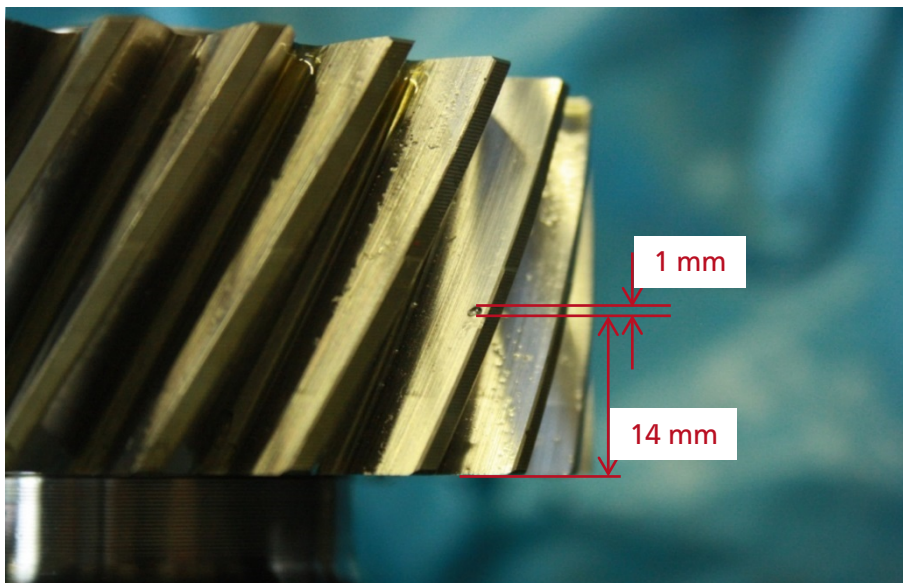


Abbildung 51: manuelle Schädigung 1 auf der Zahnflanke des Ritzels

Manuelle Schädigung 2 an Radsatz Nr. 4 (RS4 MA2.x)

Wie zuvor beschränken sich die Beschädigungen auf eine Flanke des Ritzels, so dass auch bei der erweiterten Schädigung (MA für manuelle Schädigung, Schädigungsbild 2) nur mit einer deutlichen Änderung der Messwerte für negative Momente gerechnet wird (siehe Abbildung 52). Die Auswirkungen der zweiten Schädigung sind deutlicher erkennbar als die der ersten Schädigung. So zeigt der Scatterplot der Lautheit in Abbildung 53 links tendenziell höhere Lautheiten für den geschädigten Radsatz. Auch weisen die Korrelationskoeffizienten für negative Momente geringere Werte auf, was sich mit der Einbringung der Schädigung auf nur einer Flanke deckt. Noch deutlicher wird der Einfluss auf die Rauigkeit in Abbildung 53 rechts. Hier lässt sich eine deutliche Verschiebung der Messpunkte auf die linke Seite der 1. Mediane erkennen. Die Werte für die Schärfe in Abbildung 54 (sowohl nach DIN links als auch nach AURES rechts) zeigen kaum Abweichungen vom Ursprungszustand. Zwar nimmt die Streuung zu, was die Senkung der Korrelationswerte erklärt, allerdings ist eine Tendenz hin zu einem Zustand nicht zweifelsfrei zu erkennen. Eine partielle Schädigung der Oberfläche, ein somit umlaufender Schaden, trägt demnach nicht zur Änderung der Schärfe, nur minimal zur Erhöhung der Lautheit und immerhin deutlich erkennbar zur Erhöhung der Rauigkeit bei. Dieses Ergebnis bestätigt die in Abschnitt 2.3 aufgestellte These, wonach sich Oberflächenschäden oftmals in Modulationen niederschlagen und daher am besten von der Rauigkeit abgebildet werden.

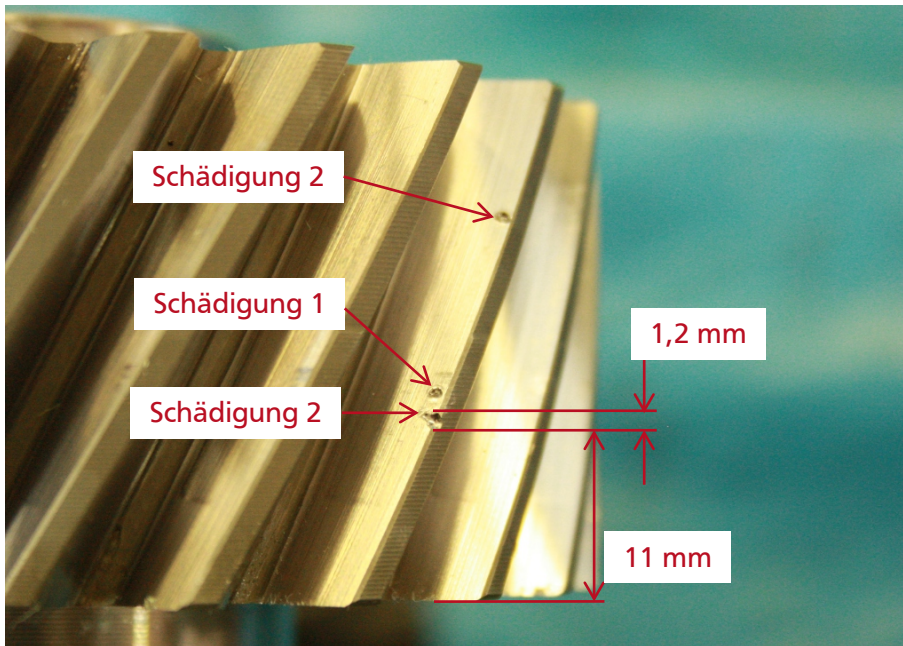


Abbildung 52: manuelle Schädigung Nr. 2 auf der Zahnflanke des Ritzels

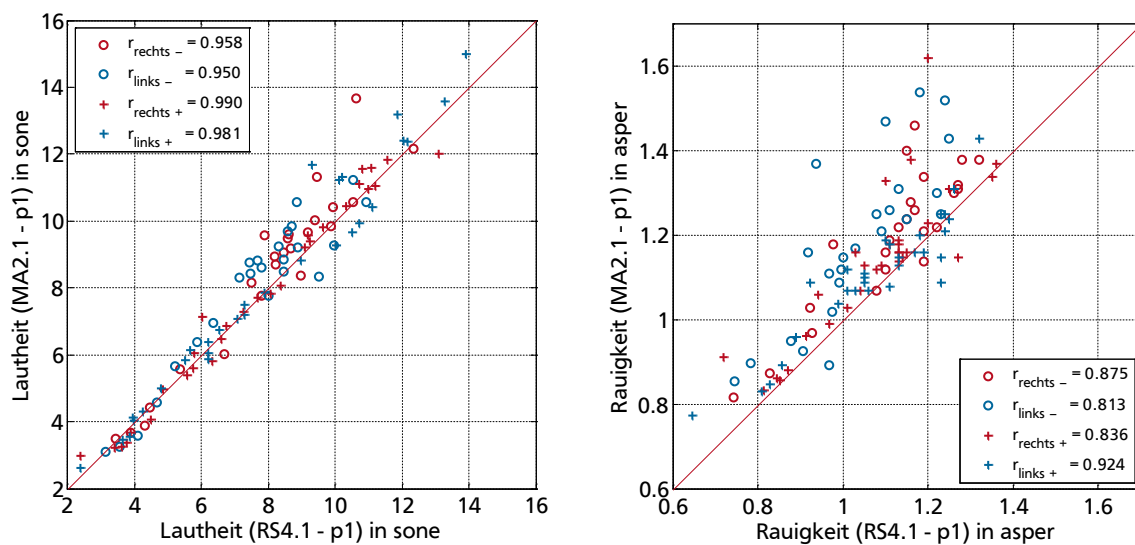


Abbildung 53: Korrelation von Radsatz 4 ohne und mit manueller Schädigung für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

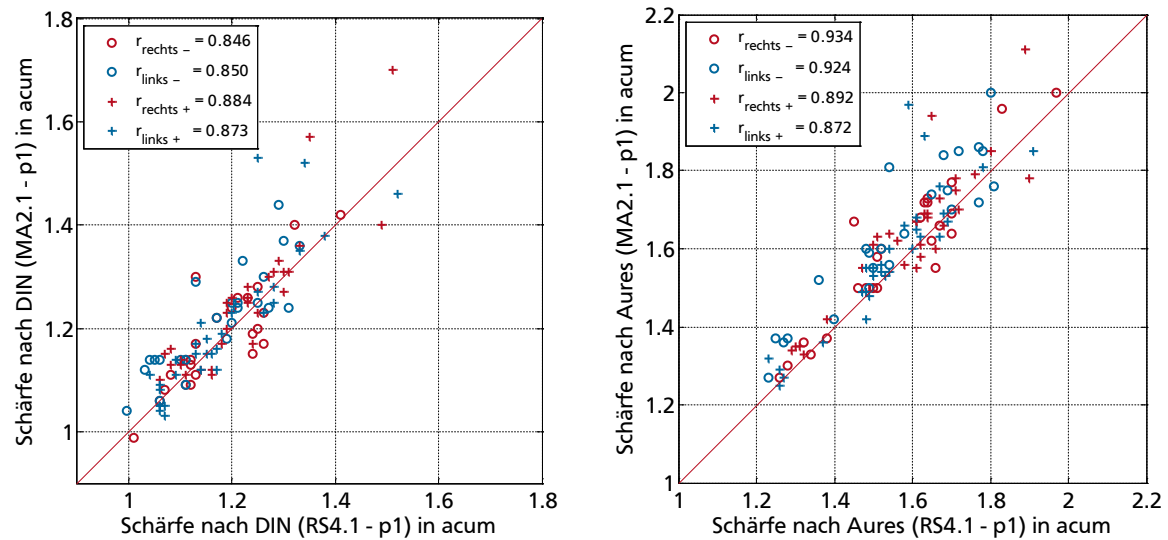


Abbildung 54: Korrelation von Radsatz 4 ohne und mit manueller Schädigung für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Der Vergleich der Gesamtkorrelation in Abbildung 55 zeigt, dass sowohl die erste Schädigung als auch die zweite, ausgeprägtere Schädigung immer noch höhere Korrelationswerte liefern als der Radsatz bei Auslieferung. Diese Tatsache ist aufgrund der doch deutlichen Oberflächenschädigung erstaunlich, da daraus geschlossen werden muss, dass der bereits diskutierte Einfluss der Erstdemontage einen größeren Einfluss auf die psychoakustischen Werte hat als eine während der Montage möglicherweise auftretende Schädigung des Radsatzes.

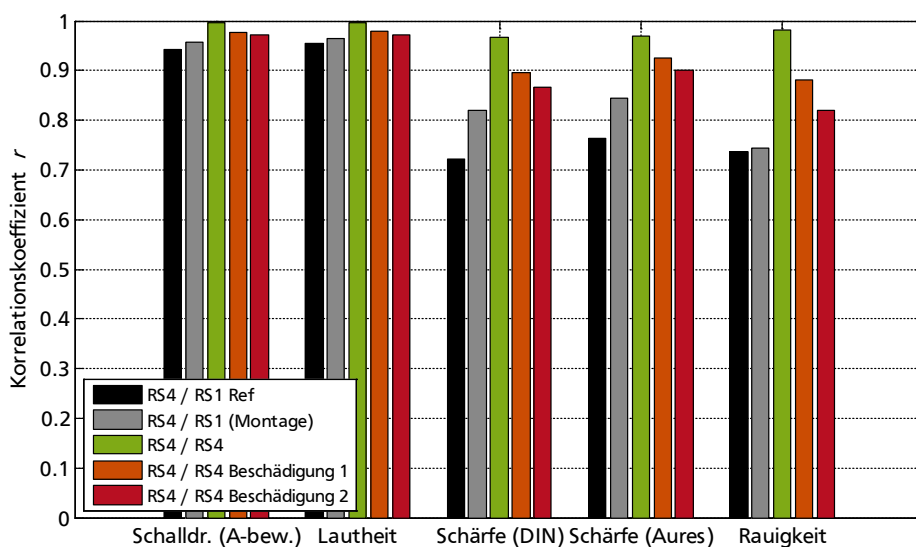


Abbildung 55: Einfluss der manuellen Schädigung auf die Korrelationskoeffizienten (in Bezug auf RS4)

Fremdschliff Referenz (Re1-NGx)

Der erste fremdgeschliffene Radsatz wird nach den Herstellerangaben für die Serienausführung gefertigt (Re1 für Referenzschliff), um mögliche Abweichungen bei gleichen Vorgaben zu berücksichtigen. Tatsächlich zeigen die Scatterplots in Abbildung 56 sichtbare Unterschiede in der Lautheit und der Rauigkeit. Die Unterschiede für die Schärfe nach DIN und AURES in Abbildung 57 sind zwar geringer, aber tendenziell erkennbar.

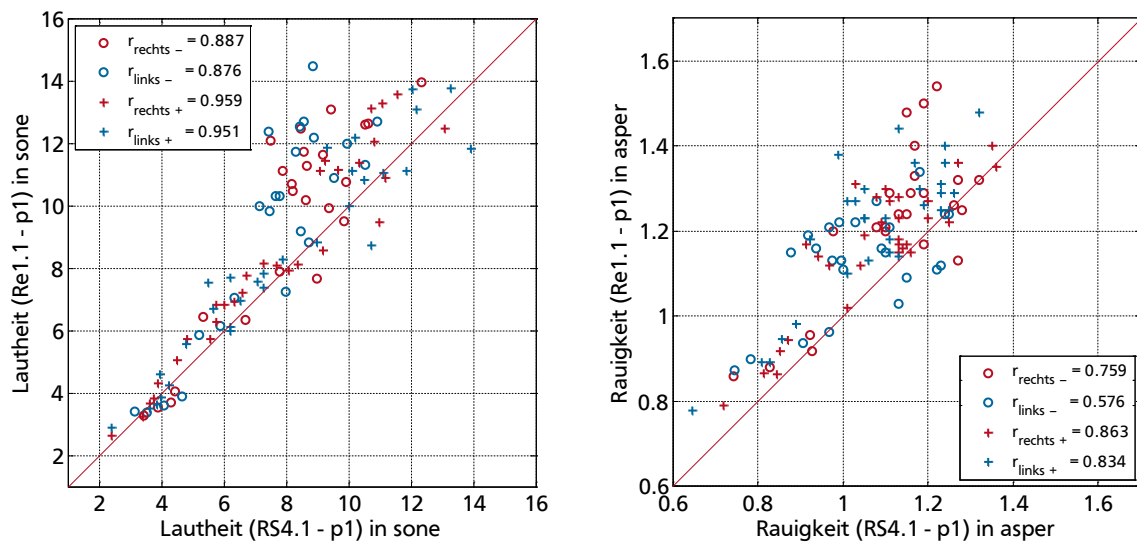


Abbildung 56: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

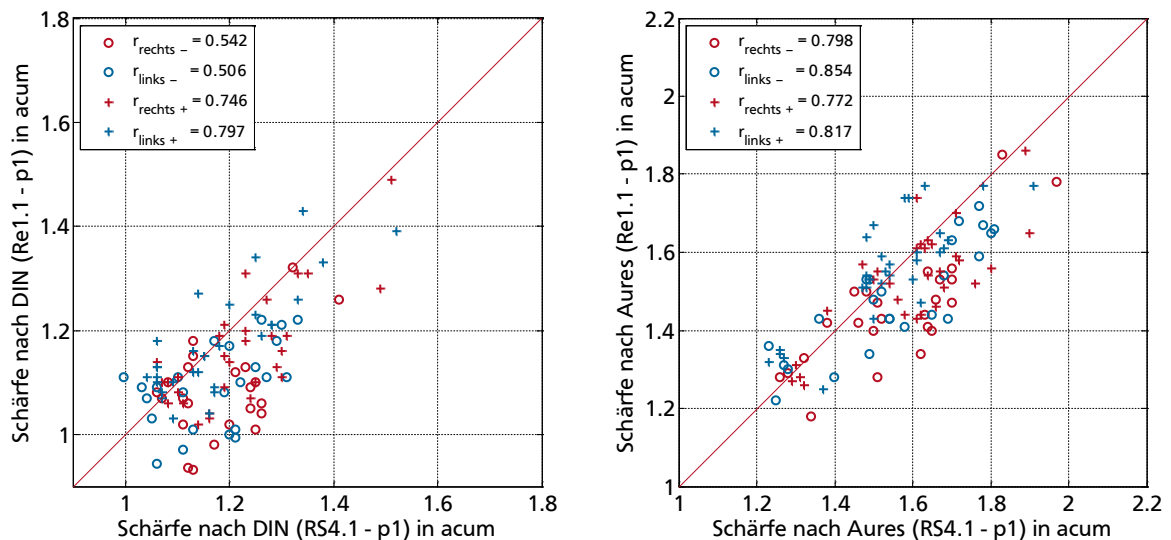


Abbildung 57: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Dieses Verhalten wurde im Vorfeld nicht erwartet und stellt die Gleichmäßigkeit der Fertigung in unterschiedlichen Fertigungsanlagen in Frage, da die gleichen Zielgeometrien verwendet wurden. Die Voraussetzung, dass ein mit den gleichen Zielgrößen gefertigter Zahnradsatz auch die gleichen psychoakustischen Messgrößen liefert, wird demnach nicht eingehalten, womit auch die Quervergleiche der später untersuchten, vom Serienzustand abweichenden, Radsätze nicht eindeutig sind.

Fremdschliff Gutteil (Gu1-NGx)

Der zweite fremdgeschliffene Radsatz (Gu1 für Gutteil) wurde mit speziellen Programmen zur Optimierung von Verzahnungen (*RIKOR* und *DZP*) ausgelegt und für höhere Lasten optimiert. Die von den Herstellern vereinbarten Werte sind in Tabelle 7 dargestellt (mit C_β : Breitenballigkeit, $C_{H,\alpha}$: Profilwinkelabweichung).

Tabelle 7: Schleiftabelle für den fremdgeschliffenen Gutteil-Radsatz (Herstellerangabe)

Referenzteile	Flanke	Profil	Bemerkung
Ritzel: RiGu1–5	Konizität: $-18\ \mu\text{m}$	unkorrigiert	RIKOR- und DZP-Rechnung
Rad: RaGu1–5	$C_\beta = 4\ \mu\text{m}$	$C_{H,\alpha} = 10\ \mu\text{m}$	RIKOR- und DZP-Rechnung

Die Erwartung an den so optimierten Radsatz besteht darin, dass die Lautheit, die am stärksten mit dem A-bewerteten Schalldruckpegel korreliert, gesenkt wird. Über die Zielgrößen Rauigkeit und Schärfe liegen noch keine Erwartungen vor, da bisherige Optimierungsprogramme diese Größen nicht in der Auslegung berücksichtigen. Die Aussage der Messungen über eine konventionelle Optimierung ist somit ebenfalls wichtig für zukünftige Optimierungsstrategien.

Der Vergleich mit dem unbeschädigten Radsatz Nr. 4 in Abbildung 58 links zeigt keine Verbesserung der Lautheitswerte. Sofern man von einer Änderung der Werte sprechen kann, geht der Trend eher in die Gegenrichtung. Auch die Rauigkeit zeigt eine steigende Tendenz (Abbildung 58, rechts). Der Vergleich der Schärfewerte nach DIN und AURES (Abbildung 59) weist keine eindeutige Tendenz auf, zeigt jedoch eine deutliche Streuung, dabei sind die Korrelationswerte für die Schärfe nach AURES deutlich höher als für die Schärfe nach DIN.

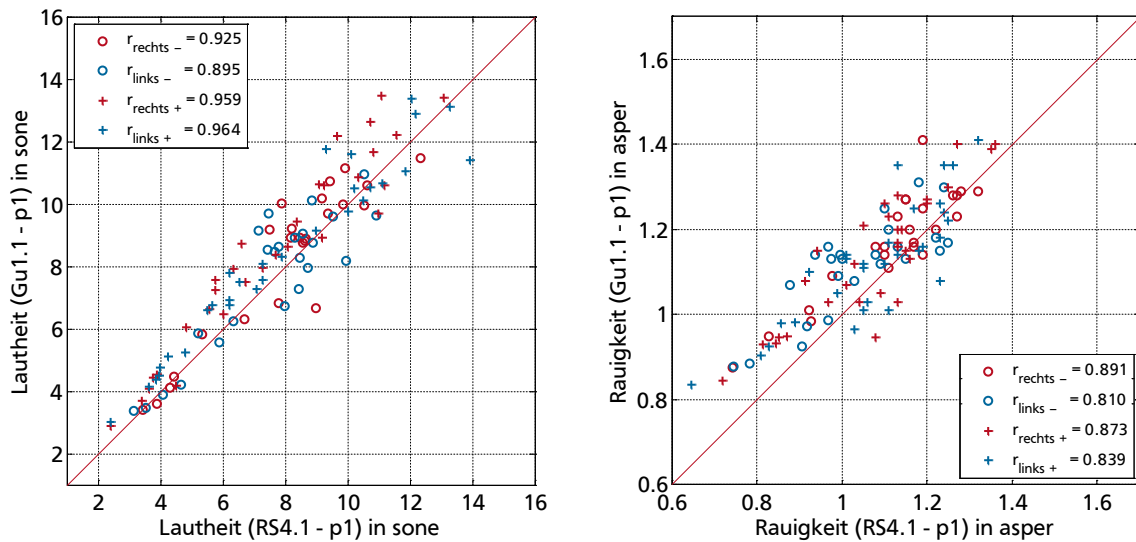


Abbildung 58: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

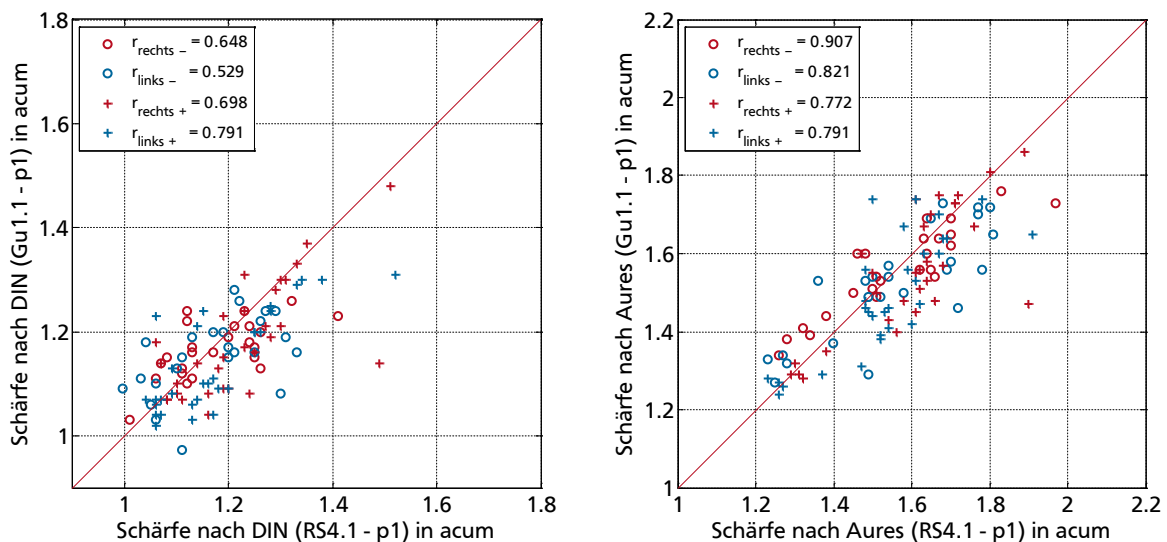


Abbildung 59: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Bei der Einschätzung des Verbesserungspotenzials des optimierten Zahnrad-schliffes (Gu1) drängt sich die Frage auf, ob ein Vergleich mit dem ebenfalls fremdgeschliffenen Referenzrad-satz Re1 nicht sinnvoller sei. Daher werden im Folgenden auch die Scatterplots des Vergleiches von Gu1 mit Re1 dargestellt. Dabei wird deutlich, dass es eine starke Abhängigkeit der Lautheit und der Schärfe von der Richtung des Drehmomentes gibt: Die als Kreise dargestellten Messpunkte mit negativem Moment liegen bei der Lautheit deutlich im Bereich von Re1, während

sich die als Kreuz dargestellten Messpunkte mit positivem Moment eher an der 1. Mediane orientieren, was bedeutet, dass der Unterschied zum Referenzschliff demnach nicht sehr groß ist (Abbildung 60, links). Das lässt darauf schließen, dass nur eine Flanke der Verzahnung optimiert ist und die Erwartungshaltung niedrigerer Lautheitswerte bestätigt wird. Für die Schärfe (sowohl nach DIN als auch nach AURES) verhält es sich entgegengesetzt: Der optimierte Radsatz zeigt für negative Drehmomente größtenteils erhöhte Schärfewerte (Abbildung 61).

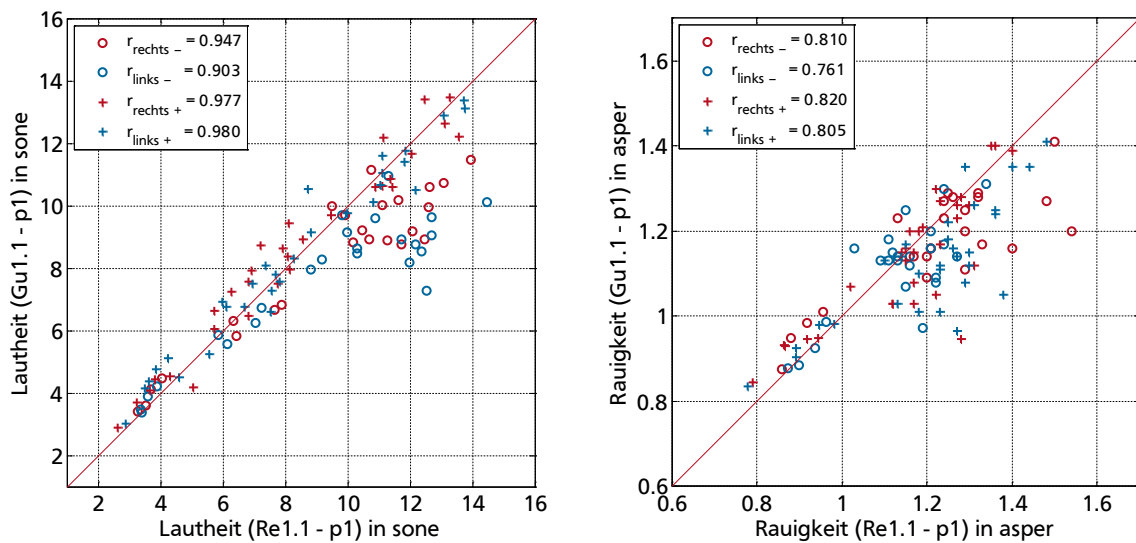


Abbildung 60: Korrelation von fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

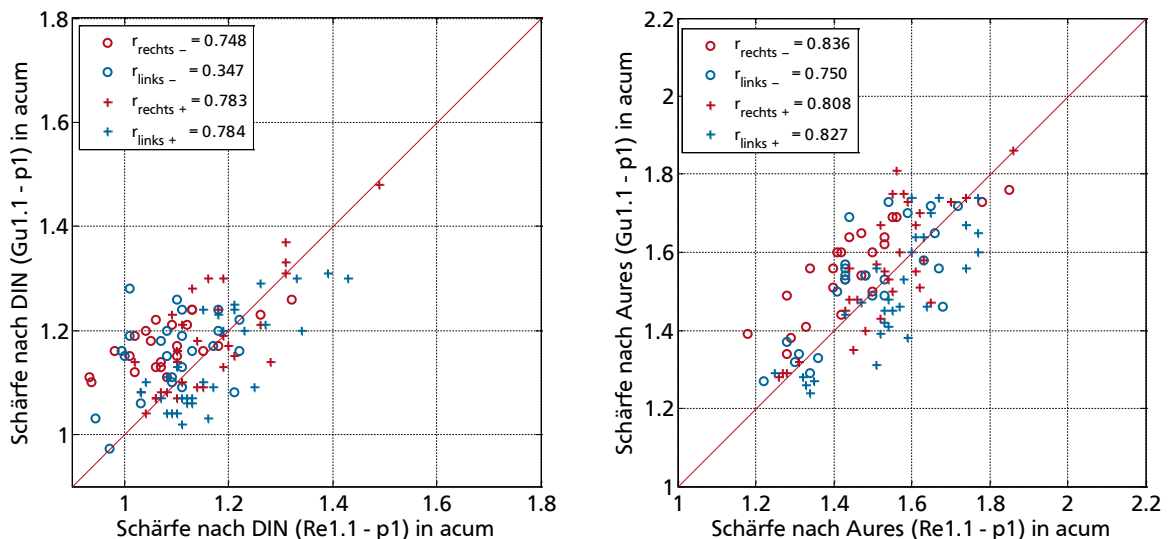


Abbildung 61: Korrelation von fremdgeschliffenem Referenz-Radsatz Re1 und fremdgeschliffenem, optimiertem Radsatz Gu1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Die Darstellung der Rauigkeit in Abbildung 60 (rechts) zeigt zwar einen ähnlichen Trend der Punktwolke hin zum Radsatz Re1 wie im Lautheitsplot, jedoch ist hier die Trennung zwischen einzelnen Lastbereichen nicht so deutlich. So zeigen sich Messpunkte für alle Drehmomente und Drehrichtungen verstreut auf beiden Seiten der 1. Mediane.

Fremdschliff Schlechtteil (Se1-NGx)

Der dritte und letzte fremdgeschliffene Radsatz, der zur Untersuchung herangezogen wird, ist ein gezielt fehlerhaft geschliffener Radsatz (Se1), bei dem z. B. ein Taumel des Ritzels umgesetzt wurde. Die abweichenden Parameter sind in Tabelle 8 aufgeführt.

Tabelle 8: Schleiftabelle für den fremdgeschliffenen Schlechtteil-Radsatz (Herstellerangabe)

Referenzteile	Flanke	Profil	Bemerkung
Ritzel: RiSe1-5	Taumel: $\pm 15 \mu\text{m}$	unkorrigiert	keine
Rad: RaSe1-5	$C_\beta = 14 \mu\text{m}$	$C_{H,\alpha} = -6 \mu\text{m}$	keine
Rad: RaSe6-10	Taumel: $\pm 30 \mu\text{m}$	unkorrigiert	keine

Der Vergleich zwischen Schlechtteilradsatz Se1 und Serienradsatz RS4 zeigt höhere Lautheits- und Rauigkeitswerte für Se1 (Abbildung 62), während die Schärfewerte zwar eine deutliche Streuung, aber keine klare Tendenz zeigen (Abbildung 63).

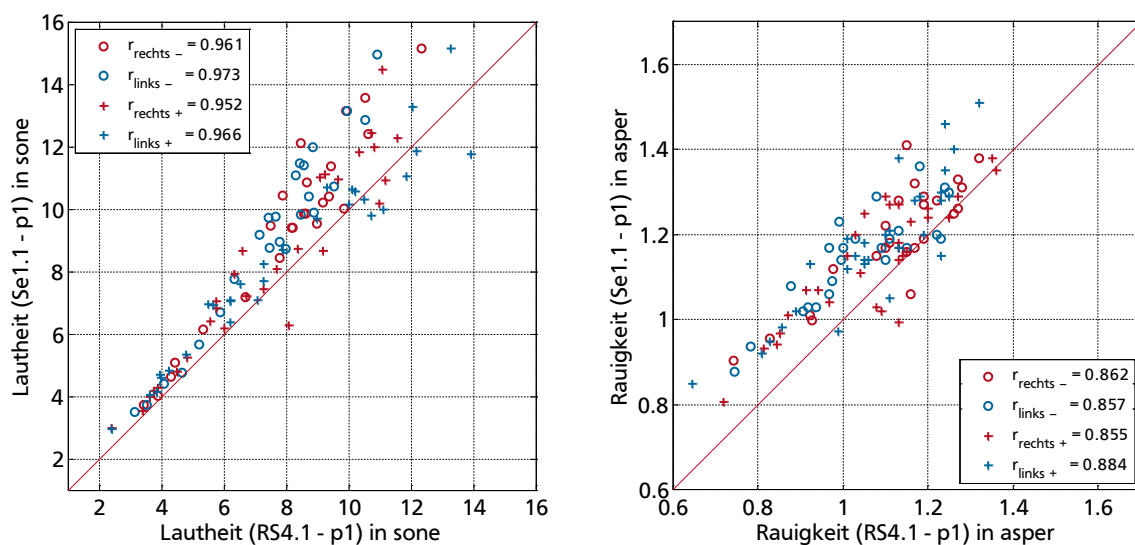


Abbildung 62: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, fehlerhaftem Radsatz Se1 für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

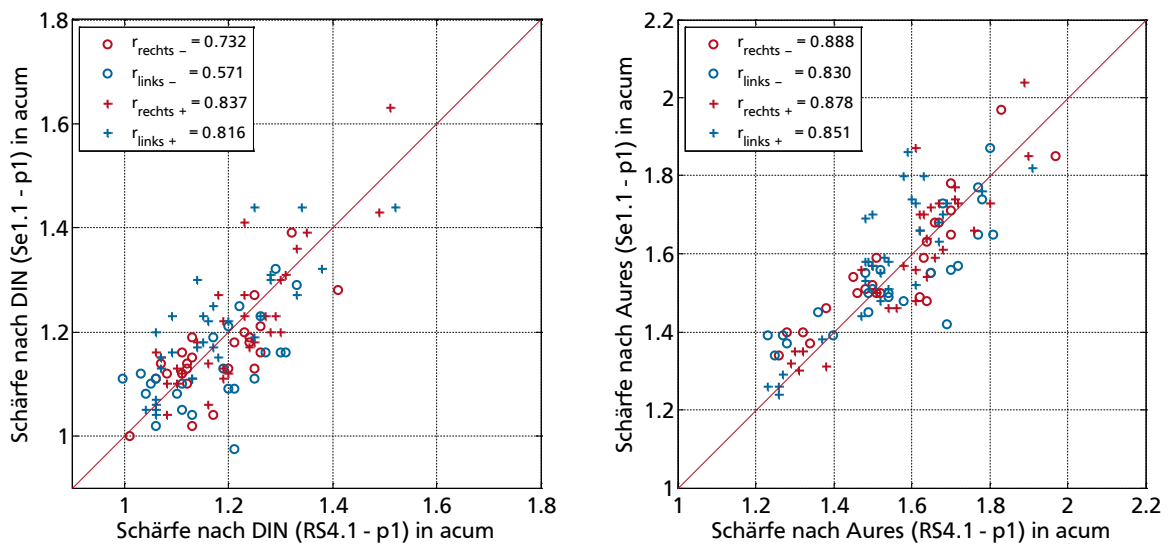


Abbildung 63: Korrelation von Radsatz 4 und fremdgeschliffenem, fehlerhaftem Radsatz Se1 für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Eine Gegenüberstellung der Gesamtkorrelationskoeffizienten findet sich in Abbildung 64. Gegenübergestellt sind die Korrelationskoeffizienten für die Serienradsätze sowie für die fremdgeschliffenen Radsätze in Bezug auf RS4. Überraschenderweise weist der als Referenz geschliffene Radsatz Re1 die größten Abweichungen auf, obwohl dieser das gleiche Verhalten wie RS2 – RS4 haben sollte. Die Einflüsse der optimierten und gezielt schlechten Verzahnung sind ebenfalls deutlich, aber doch etwas geringer als die des Referenzschliffs.

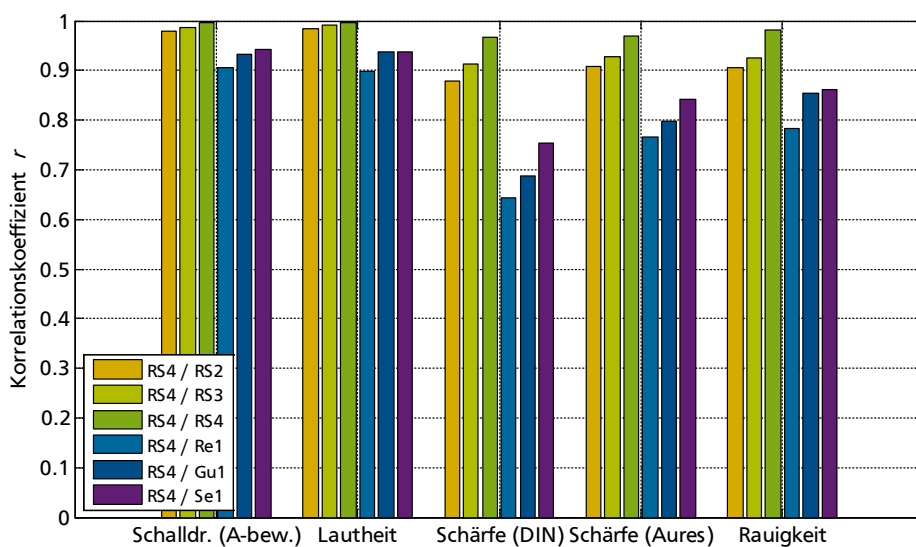


Abbildung 64: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf RS4

Bezieht man die einzelnen Messungen auf den fremdgeschliffenen Referenzradsatz, so ergeben sich die Werte in Abbildung 65. Es ist zu erkennen, dass sämtliche gemessene Radsätze ein deutlich abweichendes Verhalten von Re1 zeigen.

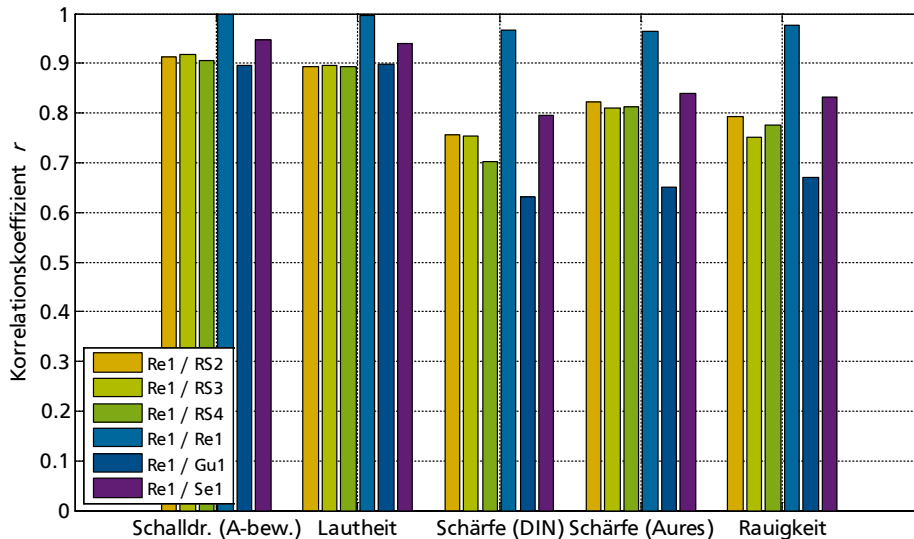


Abbildung 65: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf Re1

Nimmt man als Bezugsradsatz den fehlerhaft geschliffenen, so entspricht das Ergebnis eher den Erwartungen. In Abbildung 66 zeigen sich ähnliche Werte für RS2 – RS4 und Re1, die größte Abweichung vom fehlgeschliffenen Zustand weist erwartungsgemäß der optimierte Radsatz Gu1 auf. In dieser Hinsicht scheint zumindest die Rangfolge der Abweichung begründet.

Erwähnenswert dabei ist, dass sich beim Vergleich der fremdgeschliffenen Radsätze zeigt, dass eine Verbesserung der Lautheit eine Verschlechterung der Schärfe zur Folge hat. So ist in Abbildung 67 links das Differenzkennfeld der Lautheit für die beiden erwähnten Zahnradsätze zu sehen und die deutliche Minderung des Lautheitswertes bei hohen Drehzahlen und negativem Moment. Gleichzeitig zeigt Abbildung 67 rechts, dass die Schärfewerte in eben diesen Bereichen ansteigen. Bezogen auf den deutlich größeren Einfluss der Lautheit auf die Lästigkeit des Geräusches kann eine Optimierungsstrategie hinsichtlich Minimierung der Lautheit dennoch zielführend sein, da die anteilige Verschlechterung der Schärfe die Lästigkeit deutlich weniger beeinflusst.

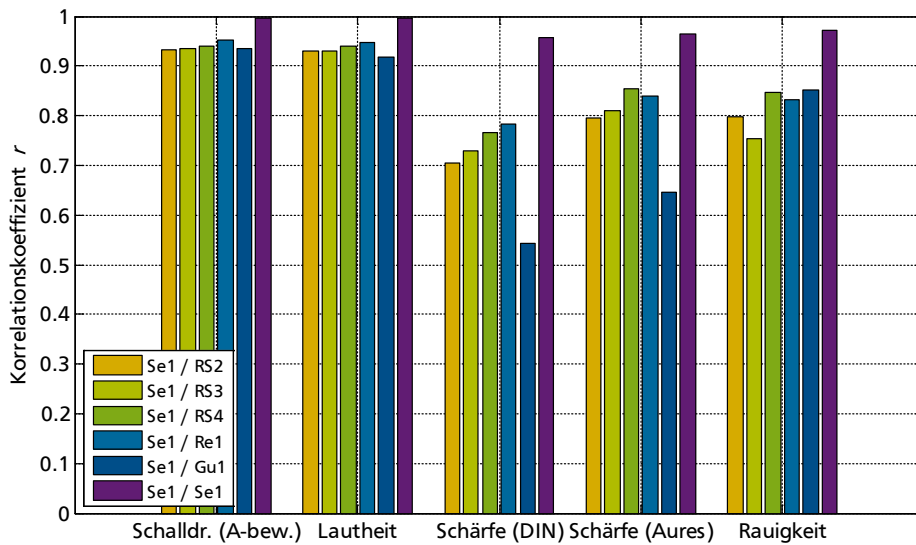


Abbildung 66: Einfluss des Fremdschliffes auf die Korrelationskoeffizienten in Bezug auf Se1

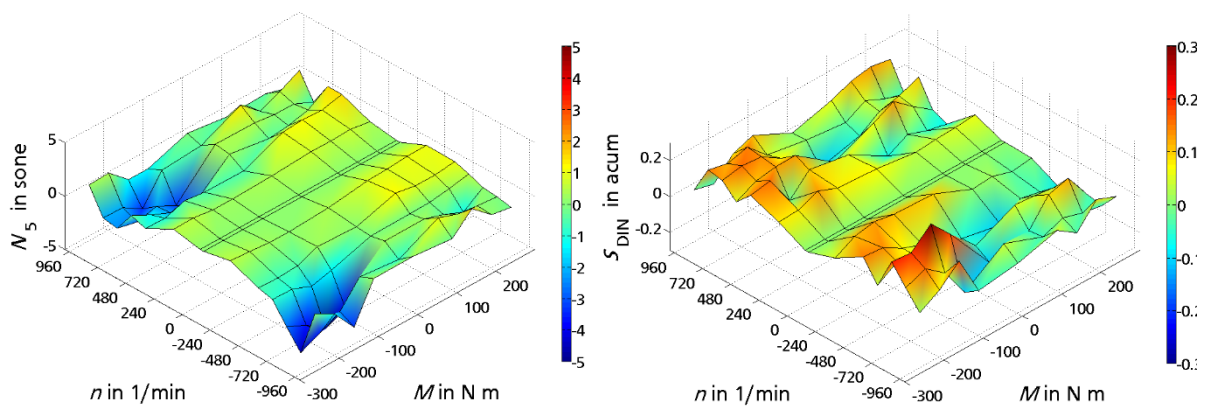


Abbildung 67: Differenzkennfelder (Gu1 – Re1) für die Lautheit (links) und die Schärfe nach DIN (rechts)

Es kann festgehalten werden, dass der Einfluss eines Einzelschadens auf die Psychoakustik deutlich geringer ausfällt als zuvor angenommen. Die einzige untersuchte psychoakustische Größe, die deutlich erkennbar auf die Schädigung anspricht, ist die Rauigkeit. Zwar entspricht die Änderung der Rauigkeit im Schadensfall den Erwartungen, jedoch fallen die Einflüsse durch Demontage und erneute Montage sowie das Fremdschleifen bei der Korrelationsbetrachtung deutlich stärker ins Gewicht. Dieses Ergebnis ist gänzlich unerwartet und zeigt, dass die Erwartungshaltung an die Psychoakustik hinsichtlich einer eventuellen Fehlererkennung im klassischen Sinne deutlich gemindert werden muss.

4.4 Möglichkeiten der Schadenserkenkung anhand psychoakustischer Metriken

An dieser Stelle soll auf die zuvor erwähnte Möglichkeit der Schadensdetektierung mittels psychoakustischer Metriken eingegangen werden, die wesentlichen Erkenntnisse wurden bereits in den vorangegangenen Abschnitten und ausführlicher in [74] aufgezeigt. Ausgehend von den zuvor gezeigten Ergebnissen lässt sich sagen, dass der Einfluss von Schäden auf die psychoakustischen Parameter deutlich geringer ausfällt, als dies zu Beginn der Untersuchung angenommen wurde. So zeigen die Lautheit und die Schärfe bei der beschriebenen Schädigung der Zahnflanke keine deutlichen Auffälligkeiten. Einzig die Rauigkeit weist für den beschädigten Radsatz höhere Werte auf. Diese Ergebnisse begründen eine detailliertere Betrachtung der Rauigkeit. So wird zusätzlich zur globalen Rauigkeit im Folgenden auch die frequenzspezifische Rauigkeit ausgewertet, die eine Angabe der Rauigkeit in den einzelnen Bark-Frequenzgruppen ermöglicht. Die Ergebnisse aus diesen Untersuchungen fallen nicht eindeutig aus, zeigen in einigen Fällen aber deutliches Potenzial zur Schadenserkenkung: Abbildung 68 zeigt für zwei unterschiedliche Lastzustände bei 600 U/min deutliche Änderungen in der frequenzabhängigen Rauigkeit, die der Beschädigung zugeschrieben werden. Die Rauigkeitsänderung im Bereich von 500 bis 700 Hz tritt deutlich hervor, was zunächst zu einer positiven Einschätzung hinsichtlich der Fehlererkennung führt.

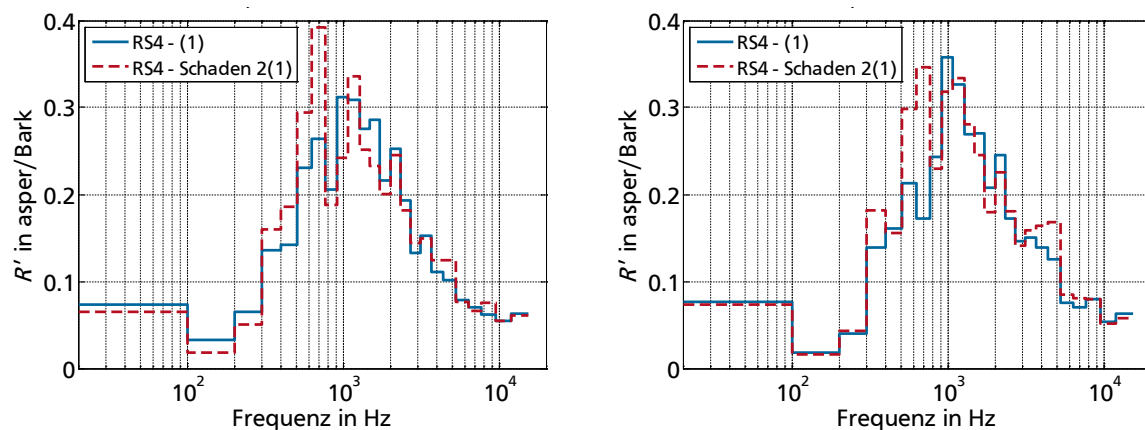


Abbildung 68: auffällige Unterschiede der spezifischen Rauigkeiten des Beschleunigungssignals zwischen unbeschädigtem und beschädigtem Radsatz bei 600 U/min und -100 N m (links) und -150 N m (rechts)

In Abbildung 69 zeigt sich bei der gleichen Drehzahl in zwei extremeren Lastzuständen (Nulllast und Volllast) kaum eine Veränderung. Die Schwankungen in der Rauigkeit geben keinen Aufschluss über die Beschädigung des Ritzels, womit die allgemeine Nutzbarkeit bereits widerlegt ist.

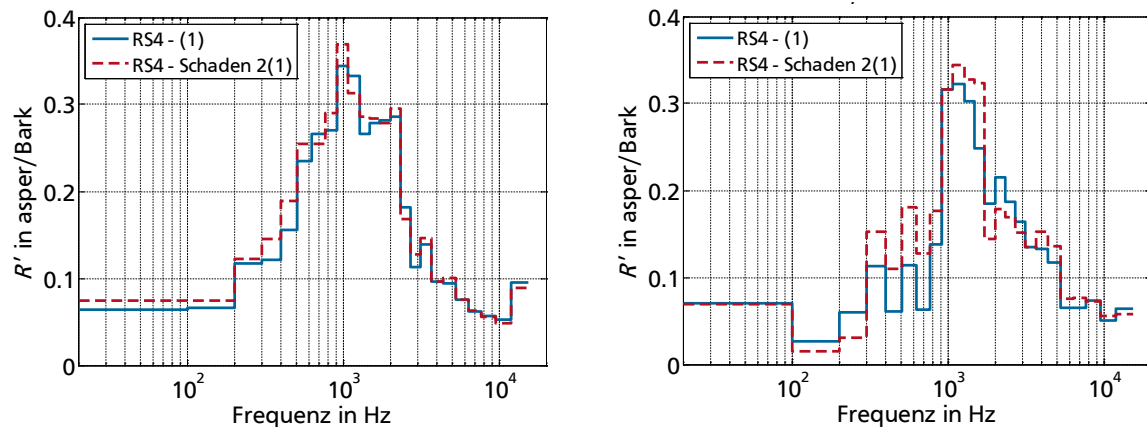


Abbildung 69: unauffällige Unterschiede der spezifischen Rauigkeiten des Beschleunigungssignals zwischen unbeschädigtem und beschädigtem Radsatz bei 600 U/min und 0 N m (links) und -250 N m (rechts)

Diese Beobachtungen, die ähnlich auch in anderen Drehzahl- und Drehmomentbereichen gemacht werden können, zeigen, dass ein grundsätzliches Potenzial zur Fehlererkennung gegeben ist, und bestätigen, dass die Rauigkeit auf Schädigungen der Zahnflanke anspricht. Die Tatsache, dass die Rauigkeit nach Gleichung (2-11) sowohl von der Modulationsfrequenz als auch von dem Modulationsgrad abhängt, lässt vermuten, dass es Drehzahlen gibt, bei denen die Auswirkung einer Schädigung aufgrund der in Abschnitt 2.2 genannten Mechanismen in einem Frequenzbereich liegt, in dem ein hoher Rauigkeitswert begünstigt wird. Umgekehrt würde das bedeuten, dass z. B. bei niedrigen Drehzahlen die Rauigkeit nicht das geeignete Mittel wäre und stattdessen die Schwankungsstärke vorzuziehen wäre. Ebenso könnte es mit dieser These bei sehr schnell drehenden Systemen zu einer schlechteren Erkennung kommen, da die Rauigkeit auch für Modulationsfrequenzen deutlich über 70 Hz abnimmt.

Letztlich bleibt festzuhalten, dass es positive Schadenserkennungsfälle gibt, es aber für die untersuchten Beispiele weder Drehzahl- noch Drehmomentbereiche gibt, in denen eine Schadensdetektion durch den psychoakustischen Parameter Rauigkeit zweifelsfrei möglich ist, was zwar einerseits eine Motivation für weiterführende Untersuchungen ist, andererseits aber den Einsatz der Rauigkeit als Indikator für die Schadensdetektion derzeit nicht zulässt.

5 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Körperschallsignale

Nachdem in Abschnitt 3.2 ausführlich auf die Störanfälligkeit von Luftschallsignalen eingegangen worden ist und in Kapitel 4 Erkenntnisse zur psychoakustischen Auswirkung verschiedener Einflüsse beschrieben worden sind, wird im Folgenden die Nutzung von Körperschallsignalen zur psychoakustischen Analyse diskutiert, um den Versuchsaufwand bei zukünftigen psychoakustischen Analysen gering zu halten.

Auch wenn nach den Erkenntnissen aus Kapitel 4 die Schädigung des Radsatzes nur einen sehr geringen Einfluss auf die untersuchten psychoakustischen Kenngrößen hat und eine zuverlässige Fehlererkennung derzeit noch nicht möglich ist, lässt sich dennoch festhalten, dass im gesamten Betriebskennfeld deutliche, systematische Änderungen der Kenngrößen sichtbar sind, die dementsprechend je nach Lastzustand eine niedrige oder hohe Lästigkeit im Betrieb mit sich bringen. Die bisher nur für die Zielgröße Schalldruck genutzte Möglichkeit von Optimierungsstrategien, wie z. B. eines angepassten Schliffbildes, lässt sich nach Abbildung 67 auch für psychoakustische Größen anwenden, die generelle Auslegung eines Getriebes hinsichtlich einer positiven psychoakustischen Geräuschbeurteilung ist also möglich. Die Ergebnisse aus Abschnitt 3.2 zeigen jedoch den enormen Aufwand, den eine Luftschallmessung mit sich bringt, wenn sie insbesondere für psychoakustische Kenngrößen ausgelegt ist. Sollte die Fehlererkennung oder Qualitätssicherung anhand psychoakustischer Kenngrößen weiterentwickelt werden, werden somit z. B. auch bei einer EOL-Kontrolle Zusatzkosten durch die akustische Optimierung der Messumgebung verursacht. Die konsequente Weiterführung der bisherigen Untersuchung führt daher nach den Überlegungen in Abschnitt 2.3 und den Beobachtungen von BRECHER *et al.* in [45] und [46] zur Nutzung von weniger störungsanfälligen Körperschallsignalen zur Prognose und Beurteilung von Getriebegeräuschen hinsichtlich ihrer Psychoakustik. Auf diese Weise können Messungen deutlich weniger störanfällig und somit schneller und günstiger durchgeführt werden. Darüber hinaus ist ebenfalls denkbar, die körperschallbasierte Psychoakustikprognose in FE-Berechnungen anzuwenden, da diese bereits in frühen Phasen der Entwicklung zur Berechnung auftretender Kräfte und Beschleunigungen genutzt werden und zudem in frühe Optimierungsprozesse eingebunden werden können. Die zur Anwendung der Psychoakustik nötigen Anpassungen der Körperschallsignale werden in den folgenden Abschnitten ebenso beschrieben und bewertet, wie Ergebnisse der Messungen und Auswertungen, die im Rahmen der Untersuchung durchgeführt worden sind und in verkürzter Form teilweise bereits in [97] behandelt wurden. Zusätzlich wird das Vorgehen an einem Vergleichsobjekt validiert und die

Aussagekraft der unterschiedlichen Verfahren in Abschnitt 5.5 erläutert. Als letzter Schritt wird die aus den Körperschalldaten berechnete Lästigkeit in Abschnitt 5.6 mit den Ergebnissen aus den Hörversuchen verglichen.

Wie bereits eingangs in Abschnitt 2.1 erwähnt, hängt der abgestrahlte Schalldruckpegel einer Struktur von dem gemittelten Quadrat der effektiven Oberflächenschnelle in Normalenrichtung $\overline{v_L^2}$, gekoppelt mit dem Abstrahlgrad $\sigma(f)$, ab. Die Erfassung der Oberflächenschnelle bringt allerdings mehrere Unwägbarkeiten mit sich, die aufgrund des industriell anwendungsnahen Charakters der Untersuchung zunächst umgangen werden sollen. Zum einen ist die direkte, messtechnische Erfassung der Schnelle, z. B. mit einem Laser-Doppler-Vibrometer (LDV), zwar im Einzelaufbau möglich, aufgrund des erhöhten Platzbedarfs in der Serienanwendung jedoch nur bedingt und geräteindividuell kaum umsetzbar. Dahingegen sind Beschleunigungssensoren durch den weit verbreiteten Einsatz in der Zustandsüberwachung bereits stark in mechanischen Bauteilen verbreitet und nicht zuletzt auch durch große Stückzahlen in der Unterhaltungselektronik deutlich günstiger und platzsparender im fertigen Produkt einsetzbar. Diese Voraussetzung macht die Nutzung von Beschleunigungssensoren deutlich attraktiver gegenüber der Messung mit LDV. Zum anderen ist eine Berechnung der Schnelle aus dem Beschleunigungssignal zwar möglich, erfordert aber wiederum eine integrierende Signalaufbereitung, die weitere Anpassungen nötig macht. Daher wird im ersten Schritt bewusst auf die unbehandelten Beschleunigungssignale eingegangen und erst im weiteren Verlauf wird zusätzlich ein Korrekturfaktor zur verbesserten, quantitativen Prognose eingeführt. Die Nutzung der Schnelle mit den dafür nötigen Maßnahmen der Signalaufbereitung wird im letzten Schritt behandelt.

Die Auswertung erfolgt, wie auch schon beim Luftschall, mit der Software *ArtemiS*. Es wird lediglich die Messgröße (m/s oder m/s² statt Pa) beim Import der Dateien im wav-Format an die eingelesenen Daten angepasst. Zusätzlich zu den Luftschalldaten von Mikrofon 1 (p1) werden dementsprechend Daten des Beschleunigungssensors 4 (a4) herangezogen

5.1 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Beschleunigungssignale

Zur Beurteilung der Aussagekraft der Beschleunigungsdaten werden im Folgenden Vergleiche zu den Luftschallmessungen aus Abschnitt 4.1 angestellt. Der visuelle Vergleich der Luftschallkennfelder (Abbildung 41 bis Abbildung 44 ab Seite 76) mit den Beschleunigungskennfeldern (Abbildung 70 und Abbildung 71 ab Seite 103) zeigt starke Ähnlichkeiten für Lautheit und

Rauigkeit. Die Schärfe nach DIN weist ebenfalls gewisse Ähnlichkeiten im Verlauf auf, zeigt jedoch auch deutlich erkennbare Unterschiede. Das Kennfeld der Schärfe nach AURES weicht am deutlichsten ab und weist auf den ersten Blick keine Ähnlichkeit mit dem der Luftschalldaten auf. Allen Kennfeldern gemein ist die deutliche Abweichung der Absolutwerte, die bei den Beschleunigungskennfeldern aufgrund des bereits erwähnten Importes von luftschallfremden Größen deutlich höher ausfallen. Diese Tatsache führt letztlich auch zu dem stark abweichenden Kennfeld der AURES-Schärfe, da hier der einflussnehmende Lautheitsanteil deutlich höher (ca. Faktor 10) ausfällt als im Luftschall. Wird man sich dieses Einflusses bewusst, lassen sich Eigenarten im Schärfekennfeld nach AURES erkennen, die eher dem Lautheitskennfeld ähneln als dem Schärfekennfeld nach DIN. Dazu zählen die Bereiche maximaler Last und das generelle Verhalten, dass die Werte nahezu monoton mit der Drehzahl steigen. Gerade letzteres Verhalten tritt in den Schärfekennfeldern des Luftschalls nicht auf.

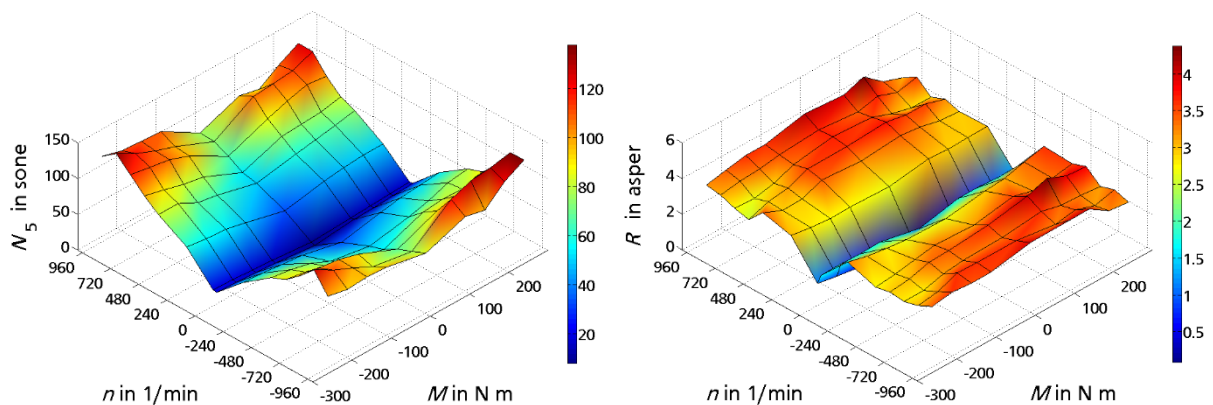


Abbildung 70: Kennfelder der Lautheit (links, vgl. Abbildung 41) und der Rauigkeit (rechts, vgl. Abbildung 42) für die Beschleunigungssignale

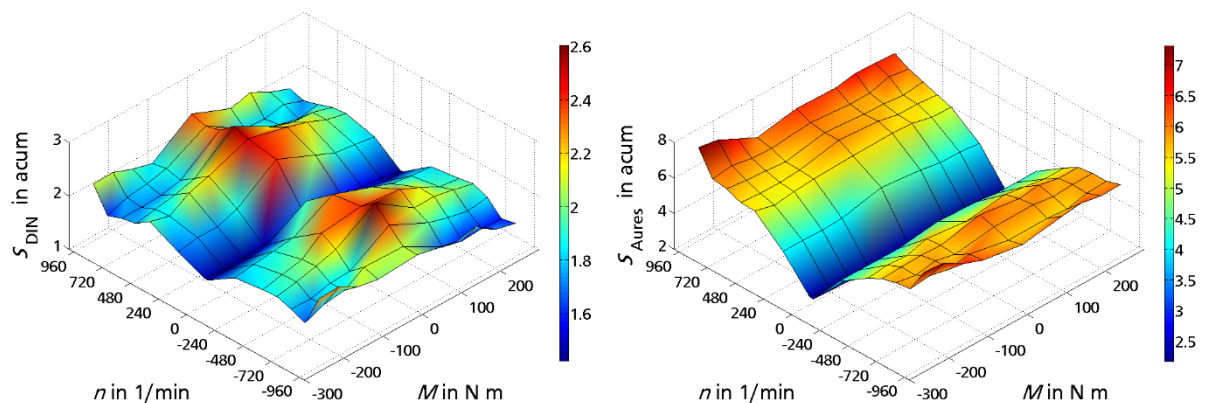


Abbildung 71: Kennfelder der Schärfe nach DIN (links, vgl. Abbildung 43) und AURES (rechts, vgl. Abbildung 44) für die Beschleunigungssignale

Trotz der deutlichen Unterschiede in den Werten zeigen die Vergleiche von Luftschall- und Beschleunigungssignalen eine hohe Korrelation in Lautheit und Rauigkeit. In den Scatterplots in Abbildung 72 zeigt sich sowohl die starke Überhöhung der Werte (Lage deutlich links der 1. Mediane) als auch der lineare Verlauf der Messpunkte. Die berechneten Korrelationskoeffizienten bewegen sich dementsprechend im Bereich von ca. 0,85 bis 0,97 für die Lautheit und ca. 0,68 bis 0,84 für die Rauigkeit. Diese Werte sind aufgrund des Fehlens jeglicher Anpassung der gemessenen Beschleunigungssignale deutlich höher als erwartet. Anders sieht es bei den Vergleichen der Schärfewerte in Abbildung 73 aus. Während die Schärfe nach DIN (links) eher eine Punktwolke darstellt und keine klare Linearität in den Messpunkten aufweist, lässt sich bei der Schärfe nach AURES – die zuvor im Kennfeld die wenigsten Übereinstimmungen gezeigt hat – immerhin der Ansatz eines linearen Zusammenhanges zwischen Luftschall- und Beschleunigungssignalen erkennen, was sich auch in den Korrelationswerten von ca. 0,4 bis 0,72 für die Auswertung nach DIN und ca. 0,7 bis 0,8 für die Auswertung nach AURES widerspiegelt. Dieser doch recht hohe Korrelationswert zwischen Luftschall und Beschleunigung für die Schärfe nach AURES überrascht gerade im Hinblick auf das zuvor in Abbildung 71 rechts gezeigte Kennfeld und dessen anscheinend deutlich vom Luftschallkennfeld abweichenden Verlauf. Ein möglicher Einfluss liegt dabei in den erkennbaren zwei Gruppierungen, die sich im Scatterplot in Abbildung 73 rechts zeigen, die durch ihren Abstand zur mittleren Punktwolke bei gleicher Streuung nach Gleichung (4-2) zu höheren Korrelationswerten führen.

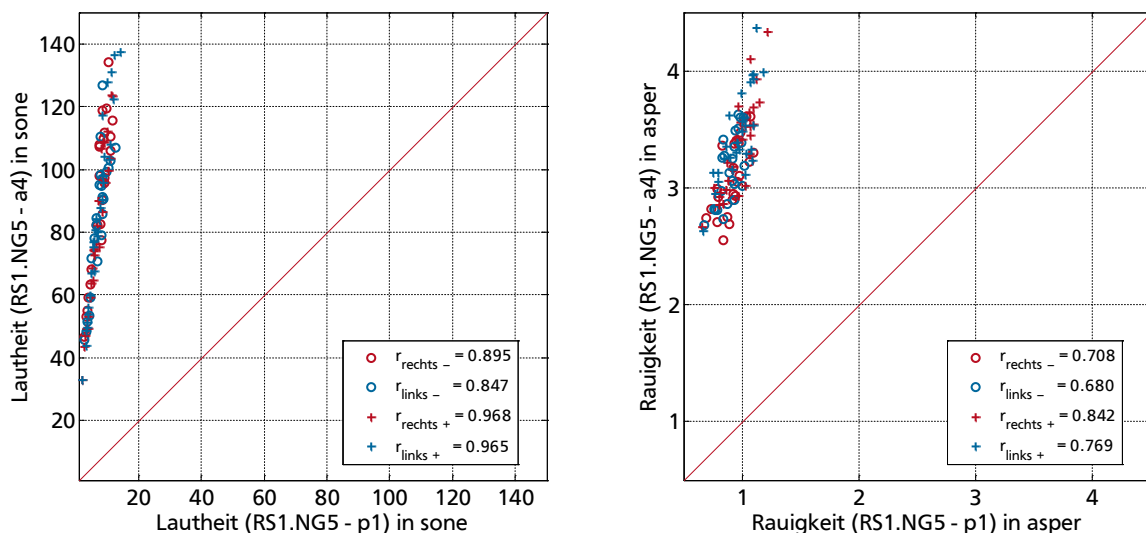


Abbildung 72: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

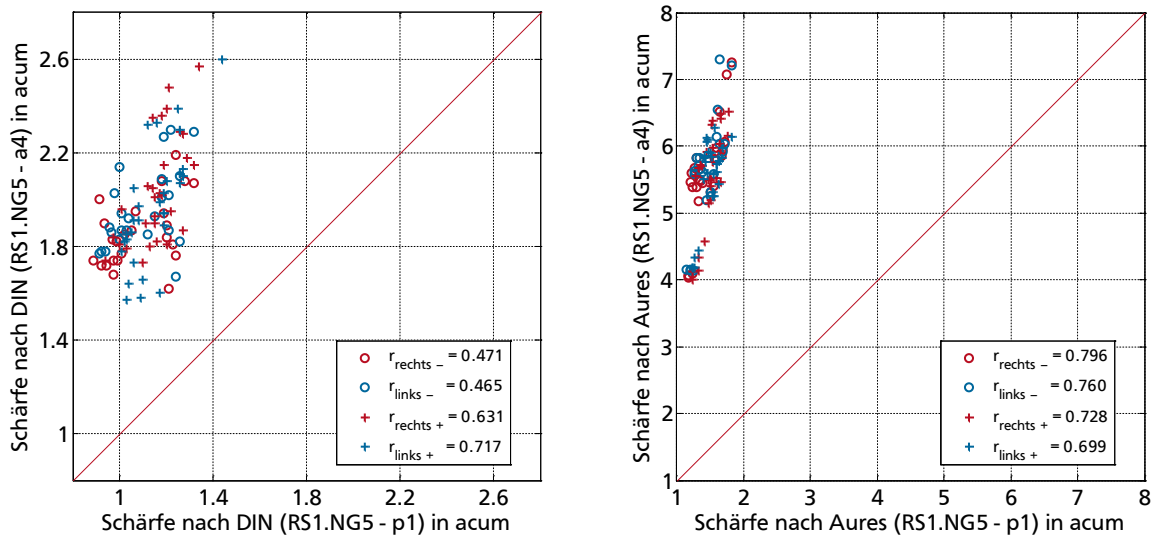


Abbildung 73: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Eine relative Betrachtung von Änderungen der Lautheit und Rauigkeit ist nach diesen Erkenntnissen ohne viel Aufwand möglich. Nichtsdestotrotz ist auch eine relative Einschätzung der Schärfe und weiterhin eine erste Abschätzung der Absolutwerte der psychoakustischen Größen gewünscht, weshalb im weiteren Fortgang die Nutzung eines Korrekturfaktors behandelt wird, mit welchem dem Problem der luftschallfremden Eingangsgröße bei der softwaregestützten Analyse begegnet wird.

5.2 Einführung eines Korrekturfaktors

Während Geräusche im täglichen Alltag Schalldrücke in der Größenordnung bis ca. 1 Pa (= 94 dB SPL) aufweisen, so erreichen Beschleunigungen auf geräuschabstrahlenden Objekten leicht 10 m/s und mehr. Werden Signale zur psychoakustischen Analyse in *ArtemiS* eingelesen, kann zwar die Einheit der Messgröße angepasst werden, dennoch wird die Software die für den hörbaren Schalldruck entwickelten Metriken unverändert auf die eingelesenen Daten anwenden. Das hat zur Folge, dass ein Beschleunigungssignal, wie zuvor in Abschnitt 5.1 beschrieben, aufgrund seiner deutlich höheren Absolutwerte auch deutlich höhere berechnete Werte für z. B. die Lautheit aufweist, was wiederum einen Einfluss auf andere Größen, z. B. die Schärfe, hat. Diese Abweichungen in den Absolutwerten sollen mit Hilfe eines Korrekturfaktors minimiert werden. Aufgrund des frequenzabhängigen Abstrahlgrades $\sigma(f)$ kann nicht für alle Zustände

und über alle Frequenzen hinweg ein Einzahlwert gefunden werden, der als allein gültiger Korrekturfaktor angesehen werden kann. Jedoch dient die vorliegende Untersuchung der grundlegenden Prognose von psychoakustischen Parametern durch Körperschallsignale, weshalb als erste Näherung eine grobe Vereinfachung gewählt wird. Zur Ermittlung eines Korrekturfaktors k_a werden zwei unterschiedliche Verfahren gewählt.

Im ersten Fall werden die Amplituden der Zeitsignale zweier korrespondierender Schalldruck- und Beschleunigungsaufnahmen verglichen. Abbildung 74 zeigt einen Ausschnitt der Zeitsignale in einer angepassten Skalierung. In erster Näherung kann man bei der Beschleunigung (rechts im Bild) Amplituden im Bereich von ca. $\pm 4 \text{ m/s}^2$ erkennen.

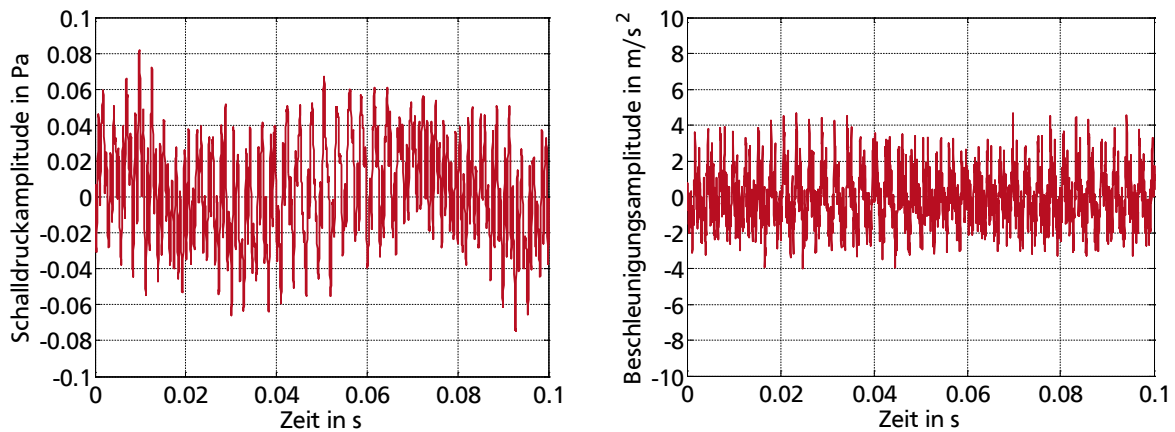


Abbildung 74: Gegenüberstellung der Zeitsignale von Luftschall und Beschleunigung (960 U/min, 250 N m)

Lässt man die tieffrequenten Schwankungen im Luftschall (links im Bild) unberücksichtigt, so ergeben sich Amplituden im Bereich von ca. $\pm 0,04 \text{ Pa}$. Ein auf diese Weise ermittelter Korrekturfaktor liegt demnach bei

$$k_a = \frac{\hat{p}}{\hat{a}} \approx \frac{0,04 \text{ Pa}}{4 \text{ m/s}^2} \approx 0,01 \frac{\text{Pa}}{\text{m/s}^2}. \quad (5-1)$$

Der so ermittelte Wert soll als zweckmäßige Annäherung verstanden werden. Ebenso zeigt die Anschauung des Messaufbaus sofort, dass sich der Korrekturfaktor mit dem Mikrofonabstand ändert, da bei größerer Entfernung der Schalldruck abnimmt, der ursächliche Körperschall aber gleich bleibt. Ebenso kann bei stark gerichteten Schallquellen selbst bei gleichem Mikrofonabstand auch die Mikrofonposition einen Einfluss auf den gemessenen Schalldruck und somit auf

den Korrekturwert haben. Nichtsdestotrotz kann eine Anpassung der Messgrößenordnung auf diese Weise ohne Weiteres geschehen und ein so ermittelter Wert wird aussagekräftig sein, wenn die Mikrofone an einer Stelle positioniert werden, die entweder die spätere Nutzerposition abbildet oder aber durch andere Vorgaben definiert und somit reproduzierbar ist.

Im zweiten Fall beruht die Korrekturwertermittlung auf einem Probandenversuch im Hörlabor, bei dem der Verstärkungsfaktor durch die Wahrnehmung der Lautheit ermittelt wird [74]. Dabei werden den Probanden mehrere korrespondierende Schalldruck- und Beschleunigungssignale dargeboten, wobei die Probanden über einen Regler die Verstärkung des Beschleunigungssignals so einstellen, dass für sie der Eindruck gleicher Lautstärke im Vergleich zum korrespondierenden Schalldrucksignal entsteht. Dieser empirisch ermittelte Korrekturwert deckt sich in den durchgeführten Hörversuchen annähernd mit dem Wert aus (5-1), weshalb für zukünftige Auswertungen $k_a = 0,01 \frac{\text{Pa}}{\text{m/s}^2}$ gesetzt wird.

Die erneute Auswertung der Beschleunigungsdaten mit Einbeziehung von k_a zeigt im Gegensatz zum unkorrigierten Signal in Abbildung 71 eine zwar nicht optimale, aber optisch bessere Annäherung des Schärfekennfeldes nach AURES (Abbildung 75, rechts) an den Zustand der Luftschallauswertung (Abbildung 75, links). Die Kennfelder der übrigen Größen weisen keine oder nur minimale Abweichungen in ihrer Gestalt auf, lediglich die Absolutwerte sind niedriger.

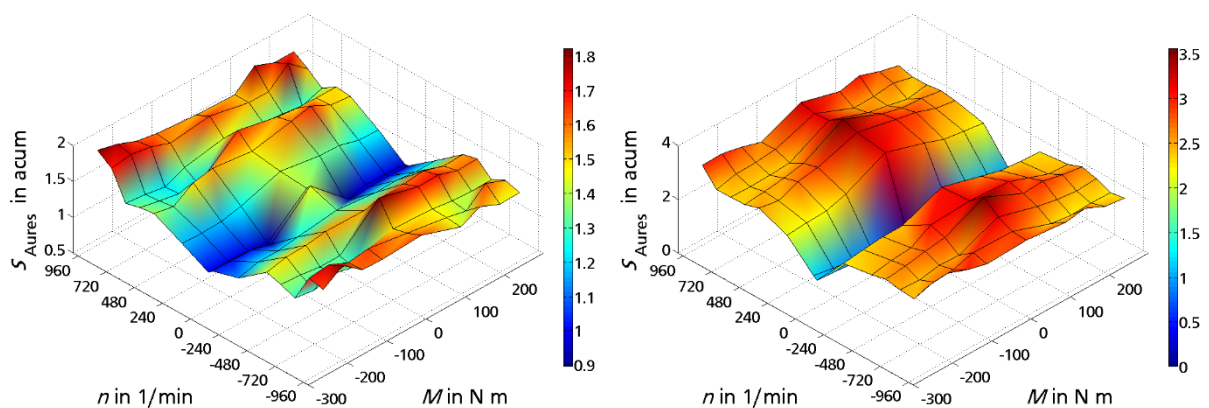


Abbildung 75: Kennfelder der Schärfe nach AURES für Luftschallsignale (links) und korrigierte Beschleunigungssignale (rechts)

Die Auswirkungen des Korrekturfaktors k_a zeigen sich in Abbildung 76 und Abbildung 77. Die Korrelationswerte der Lautheit liegen zwischen 0,88 und 0,97, die der Rauigkeit zwischen 0,67

und 0,84, sind also nahezu gleich geblieben. Dahingegen liegen die Absolutwerte, wie beabsichtigt, deutlich näher am Wertebereich der Luftschallauswertung. Die Schärfewerte nach DIN in Abbildung 77 links weisen nur minimale Unterschiede zur vorherigen Auswertung auf, wohingegen die Schärfewerte nach AURES in Abbildung 77 rechts ebenfalls erwartungsgemäß gesunken sind, aber dennoch leicht überschätzt werden.

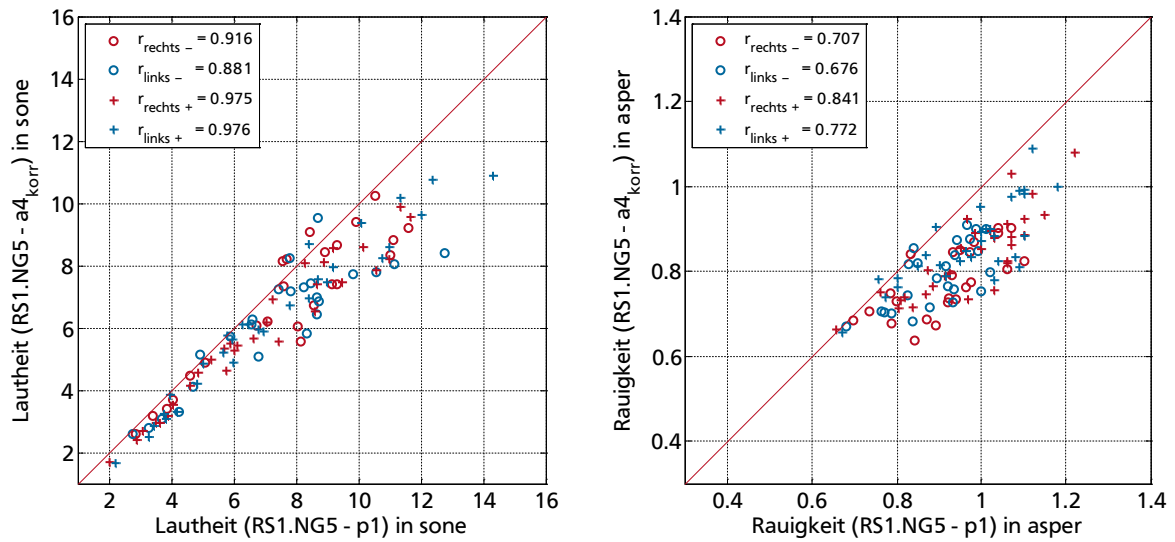


Abbildung 76: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

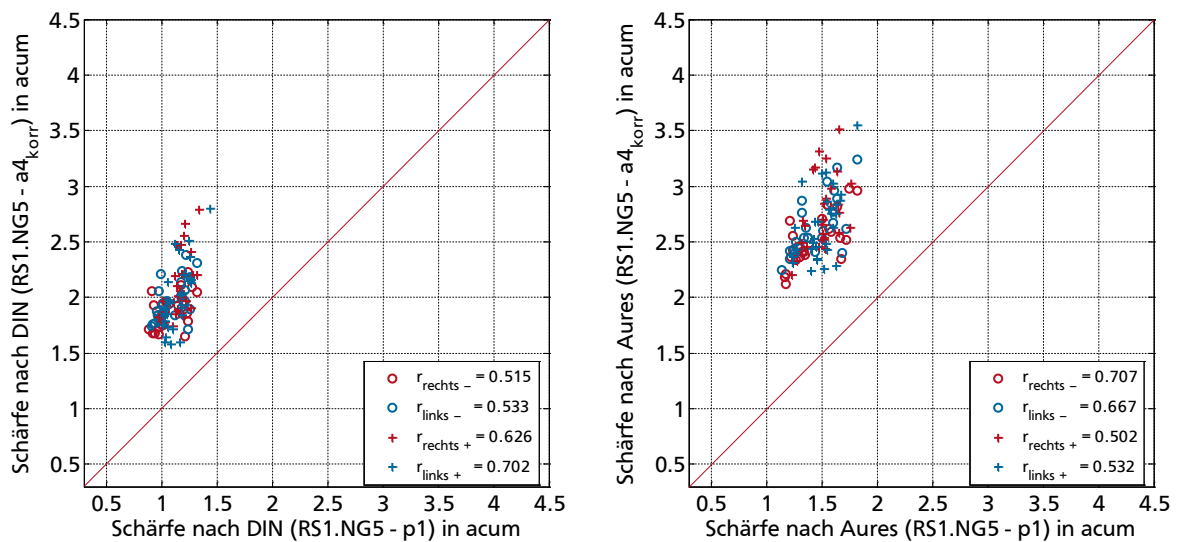


Abbildung 77: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Unerwartet ist die deutliche Abnahme der Korrelation, die nur noch zwischen 0,53 und 0,7 liegt. Dieses Verhalten, das der anscheinend besseren Anpassung an die Luftschallwerte entgegensteht, kann an dieser Stelle nicht schlüssig erklärt werden.

5.3 Anwendung psychoakustischer Metriken auf Schnellesignale

Aufgrund der in Abschnitt 2.1 gezeigten Zusammenhänge zwischen Oberflächenschnelle und Schalldruck wird im Folgenden eine Untersuchung der Schnellesignale durchgeführt. Dabei ist von Interesse, ob die Nutzung der Schnelle deutliche Vorteile gegenüber der Beschleunigung mit sich bringt. Zunächst ist festzuhalten, dass die Schnelle zwar auch direkt gemessen werden kann (z. B. mit einem Laser-Doppler-Vibrometer), die Verfahren dazu aber in der Serienfertigung im Gegensatz zu den weit verbreiteten Beschleunigungsmessverfahren nicht immer zur Verfügung stehen. Alternativ kann die Schnelle auch durch Integration im Zeitbereich aus den Beschleunigungsdaten gewonnen werden:

$$v(t) = \int_{t_0}^t a(t) dt . \quad (5-2)$$

Liegt die Beschleunigung im Frequenzbereich vor, so lässt sich die Schnelle wie folgt berechnen:

$$v(f) = \frac{a(f)}{\omega} = \frac{a(f)}{2 \cdot \pi \cdot f} . \quad (5-3)$$

Bei der Nutzung der Referenzwerte nach der älteren DIN 45630 [8] (im Folgenden durch den Index „alt“ gekennzeichnet) sind die Referenzwerte zur Pegelbildung so gewählt, dass sich die Pegelwerte ohne Korrekturfaktor ineinander überführen lassen, was sich in Pegelschreibweise als

$$L_{v,\text{alt}} = L_{a,\text{alt}} - L_{\omega,\text{alt}} \quad (5-4)$$

darstellen lässt. Da in der vorliegenden Arbeit die Referenzwerte nach DIN EN ISO 1683 [57] genutzt werden (Index „0“), müssen sie in der Berechnung zusätzlich berücksichtigt werden. Nach einer Erweiterung mit den genutzten Referenzwerten

$$20 \cdot \lg\left(\frac{v}{v_0} \cdot \frac{v_0}{v_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB} = 20 \cdot \lg\left(\frac{a}{a_0} \cdot \frac{a_0}{a_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB} - 20 \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{2 \cdot \pi \cdot f_0} \cdot \frac{f_0}{f_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB}, \quad (5-5)$$

einer einfachen Umformulierung der Gleichung nach

$$L_v + 20 \cdot \lg\left(\frac{v_0}{v_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB} = L_a + 20 \cdot \lg\left(\frac{a_0}{a_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB} - L_\omega - 20 \cdot \lg\left(\frac{f_0}{f_{0,\text{alt}}}\right) \text{dB} \quad (5-6)$$

und dem Einsetzen der Referenzwerte vereinfacht sich die Gleichung zu

$$L_v = L_a + 44 \text{ dB} - 20 \cdot \lg\left(\frac{f}{f_0}\right) \text{dB}. \quad (5-7)$$

Bildlich gesprochen entspricht das Schnellesignal dem Beschleunigungssignal, welches mit einer Steigung von -20 dB/Dekade versehen ist. Das führt zu einer Anhebung tiefer Frequenzen im Schnellespektrum, wohingegen die hohen Frequenzen abgeschwächt werden, was anhand eines Beispielsignals in Abbildung 78 verdeutlicht wird. Dabei wird ein einzelner Peak bei 5 kHz , der stellvertretend für schmalbandige Signale steht, mit einem Rauschsignal überlagert, das stellvertretend für breitbandige Signale steht. Je nach Frequenzzusammensetzung des Ausgangssignals können die tiefen Frequenzen der Schnelle das Signal dominieren und der zuvor prominente hochfrequente Anteil kann in den Hintergrund treten, weshalb beispielsweise ein Kennfeld für den Schnellesummenpegel von den Maxima tiefer Frequenzen dominiert würde und somit keine Aussagekraft hätte. Das Kennfeld entspräche einem Plateau, das lediglich die Maxima tiefer Frequenzen widerspiegelte. Ein Hochpassfilter könnte dieses Problem zwar ansatzweise beheben, jedoch bestünde die Gefahr, dass die Eckfrequenz des Filters mehr oder weniger willkürlich festgelegt würde, was keinem nachvollziehbaren Vorgehen entspräche und sich somit bei unterschiedlichen Anwendern nur schlecht reproduzieren ließe. Wird entsprechend der maschinenakustischen Grundgleichung (2-1) der Abstrahlgrad σ berücksichtigt, relativiert sich ebenfalls der o. g. Effekt der Anhebung tiefer Frequenzen, da der Abstrahlgrad bei tiefen Frequenzen geringer ist als bei hohen. Eine Bestimmung des Abstrahlgrades während der Produktion beim Hersteller bedeutet allerdings zusätzlichen Aufwand, weshalb dieser Schritt vereinfacht werden soll.

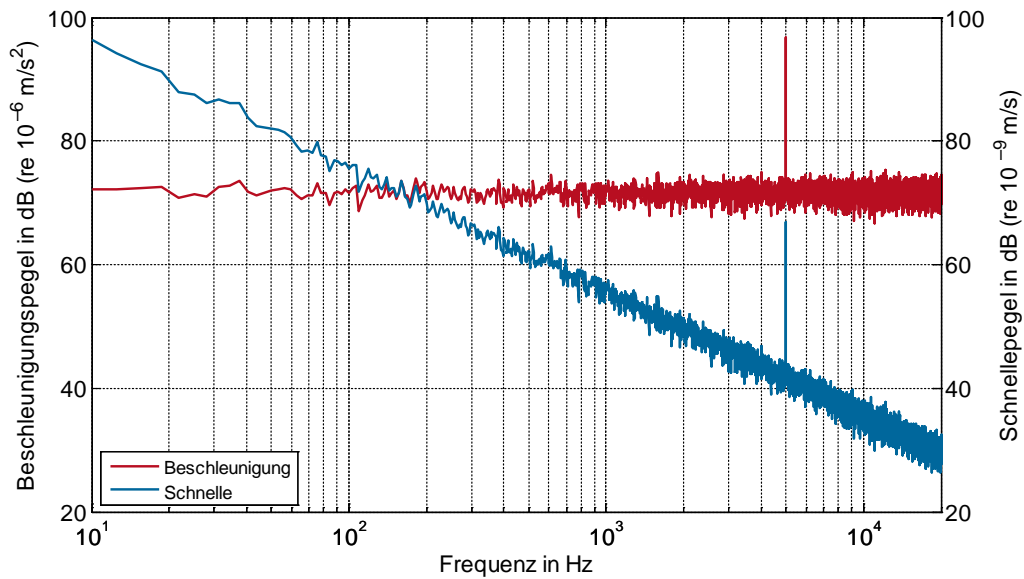


Abbildung 78: Beschleunigungssignal und Schnellsignal im Frequenzbereich (exemplarisch)

Nach STORM können reale Maschinenstrukturen näherungsweise als Kugelstrahler 0. Ordnung (Monopolstrahler) behandelt werden, „wenn sie im Vergleich zur Schallwellenlänge klein, kompakt, dickwandig und sehr biegesteif sind“ [98]. Zur Verdeutlichung zeigt STORM in [98] Messungen verschiedener Getriebe und Pumpen als Beispiele aus der Praxis, die diese Annahme bestätigen. Nach KOLLMANN [55] können technische Schallquellen als Monopolstrahler angesehen werden, die die Bedingung

$$a < \lambda_L \quad (5-8)$$

erfüllen, wobei a für die charakteristische Ausdehnung des Objektes steht (Länge, Durchmesser o. ä.) und λ_L für die Wellenlänge im Luftschall. Auch diese Gleichung gibt nur einen ungefähren Richtwert vor und in der Praxis zeigt sich, dass auch in großen Bereichen für $a > \lambda_L$ ein Monopolstrahlverhalten nachgewiesen werden kann [98]. Das Abstrahlverhalten eines Monopolstrahlers ist im Verhalten einem Hochpassfilter ähnlich und der Abstrahlgrad ist bei Kenntnis der Oberfläche relativ einfach zu ermitteln. Der Vorteil liegt dabei in der durch die Geometrie festgelegten Eckfrequenz f_0 (nicht zu verwechseln mit der in den Gleichungen (5-5) und (5-6) verwendeten Referenzfrequenz), unterhalb derer eine Verringerung der Abstrahlung von 20 dB pro Dekade eintritt (siehe Abbildung 80). Der Pegel des Abstrahlgrades (auch Abstrahlmaß genannt) eines Kugelstrahlers 0. Ordnung kann im Frequenzbereich unterhalb von f_0 wie folgt angenähert werden:

$$L_{\sigma,KS} = 20 \cdot \lg \frac{f}{f_0} \text{ dB (für } f < f_0). \quad (5-9)$$

Oberhalb von f_0 wird eine vollständige Abstrahlung ($\sigma = 1$) angenommen, was zu

$$L_{\sigma,KS} = 0 \text{ dB (für } f > f_0) \quad (5-10)$$

führt. Die sogenannte Kugelstrahlereckfrequenz errechnet sich mit der Oberfläche S des Kugelstrahlers zu

$$f_0 = \frac{c_{\text{Luft}}}{\sqrt{\pi \cdot S}}. \quad (5-11)$$

Die Ermittlung der Oberfläche kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. Im einfachsten Fall existieren CAD-Daten, aus denen sich die Oberfläche direkt bestimmen lässt. Im vorliegenden Fall summieren sich die Teilflächen des Getriebes zu einer Gesamtfläche von $0,64 \text{ m}^2$, was nach Gleichung (5-11) mit einer Schallausbreitungsgeschwindigkeit von $c \approx 340 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ eine Kugelstrahlereckfrequenz von $f_0 \approx 240 \text{ Hz}$ ergibt. Ein anderer Weg ist der Vergleich mit einer Kugel, deren Größe ähnlich der des Messobjektes ist. Ein solcher Vergleich ist in Abbildung 79 dargestellt. Dieser auf den ersten Blick sehr stark vereinfacht erscheinende Vergleich führt zu einer Kugeloberfläche von $0,56 \text{ m}^2$, was wiederum zu einer Kugelstrahlereckfrequenz von $f_0 \approx 260 \text{ Hz}$ führt. Trotz dieser recht groben Ermittlung liegen die beiden Frequenzen relativ dicht beisammen, wodurch die Eckfrequenz in späteren Anwendungen ausreichend genau abgeschätzt werden kann.

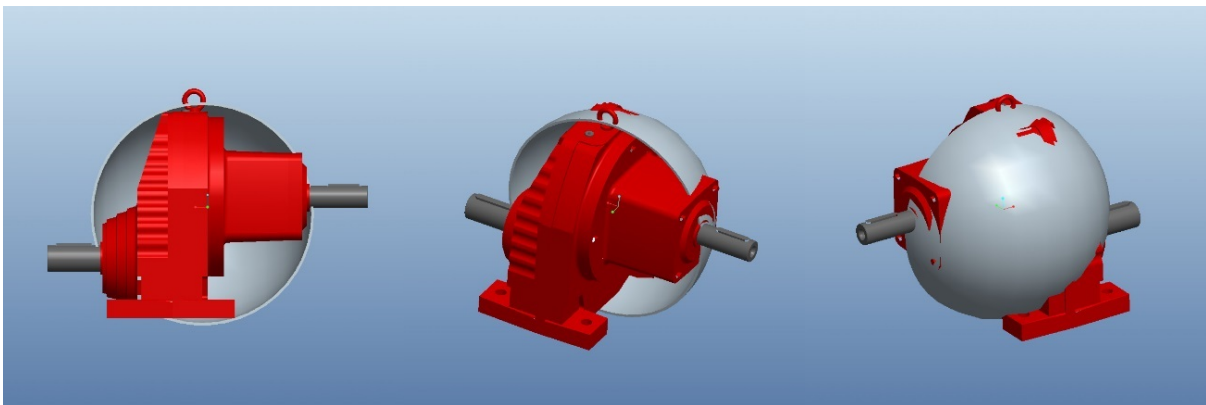


Abbildung 79: CAD-Darstellung des Getriebes mit virtueller, geschnittener Kugel ähnlicher Größe

Für die vorliegende Untersuchung wird der Abstrahlgrad des Getriebes zusätzlich experimentell ermittelt, um die Annäherung der Abstrahlung mit einem Kugelstrahler 0. Ordnung zu validieren. Die Berechnung des Abstrahlgrades σ ergibt sich nach [18] aus der Gleichung

$$\sigma = \frac{P}{\rho_{\text{Luft}} c_{\text{Luft}} S \overline{\tilde{v}_{\perp}^2}} , \quad (5-12)$$

mit P : abgestrahlte Schalleistung, ρ_{Luft} : Dichte der Luft, c_{Luft} : Schallgeschwindigkeit in Luft, S : Oberfläche, $\overline{\tilde{v}_{\perp}^2}$: flächengemitteltes Quadrat der effektiven Schnelle in Richtung der Oberflächennormalen. Zur Bestimmung des Abstrahlgrades wird die Schalleistung des Getriebes mit Hilfe des Vergleichsschallquellenverfahrens in Anlehnung an DIN EN ISO 3747 [99] an 8 Positionen im Messraum ermittelt. Ebenso wird an 16 Positionen die Oberflächenbeschleunigung des Getriebegehäuses gemessen und daraus das flächengemittelte Schnellequadrat berechnet. In Abbildung 80 ist das terzweise ermittelte Abstrahlmaß (Pegel des Abstrahlgrades) des Prüfgetriebes im maximalen Lastpunkt (rote Kreise) sowie das Abstrahlmaß des idealen Kugelstrahlers 0. Ordnung (blaue Linie) dargestellt. Die gestrichelte schwarze Linie zeigt die Asymptoten für das angenäherte Verhalten unter- und oberhalb von f_0 . Die Messwerte liegen im Mittel nur knapp unter der Abstrahlung eines idealen Kugelstrahlers 0. Ordnung und folgen qualitativ dessen Verlauf mit der zuvor ermittelten Eckfrequenz. Die Annahme, dass sich das Abstrahlverhalten des Getriebes mit dem eines Kugelstrahlers 0. Ordnung annähern lässt, ist somit bestätigt und kann für den weiteren Verlauf verwendet werden. Eine Abweichung vom Ansatz des Monopolstrahlers wird erst zweckmäßig, wenn die Gehäusestruktur aus dünnwandigen Platten besteht, deren BiegeWellengrenzfrequenz größer als die doppelte Kugelstrahlereckfrequenz ist, und somit der sogenannte akustische Kurzschluss bei der Plattenabstrahlung wirksam werden kann. Einzelheiten und Gleichungen zur Plattenabstrahlung sollen an dieser Stelle nicht näher behandelt werden, weshalb auf die einschlägige Literatur verwiesen wird ([55, 98, 100]).

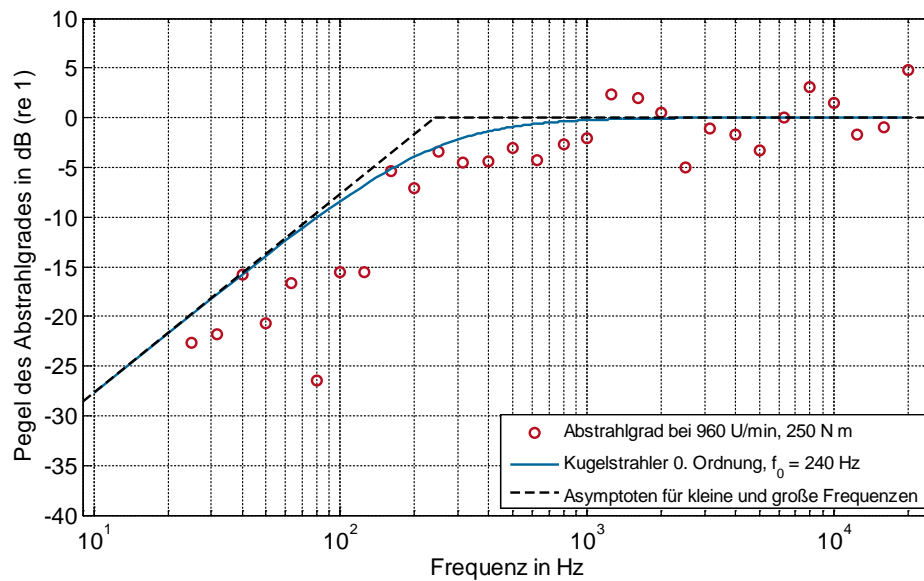


Abbildung 80: experimentell ermittelter Abstrahlgrad des Getriebes

Überlagerte und pegelangepasste Darstellungen von Schalldruck und Beschleunigung in Abbildung 81 und Abbildung 82 machen die deutlichen Abweichungen bei sehr tiefen Frequenzen und Frequenzen oberhalb von 2 kHz sichtbar. Auch wenn die dominanten Peaks der Verzahnungsfrequenzen in der Schmalbanddarstellung (Abbildung 81) eine gute Übereinstimmung zeigen und deren Pegel sehr prominent sind, so wird in der Terzdarstellung (Abbildung 82) deutlich, dass der Bereich oberhalb von 2 kHz deutlich zum Summenschalldruckpegel beiträgt und somit auch den für die Schärfe wichtigen Frequenzschwerpunkt hin zu hohen Frequenzen verschiebt.

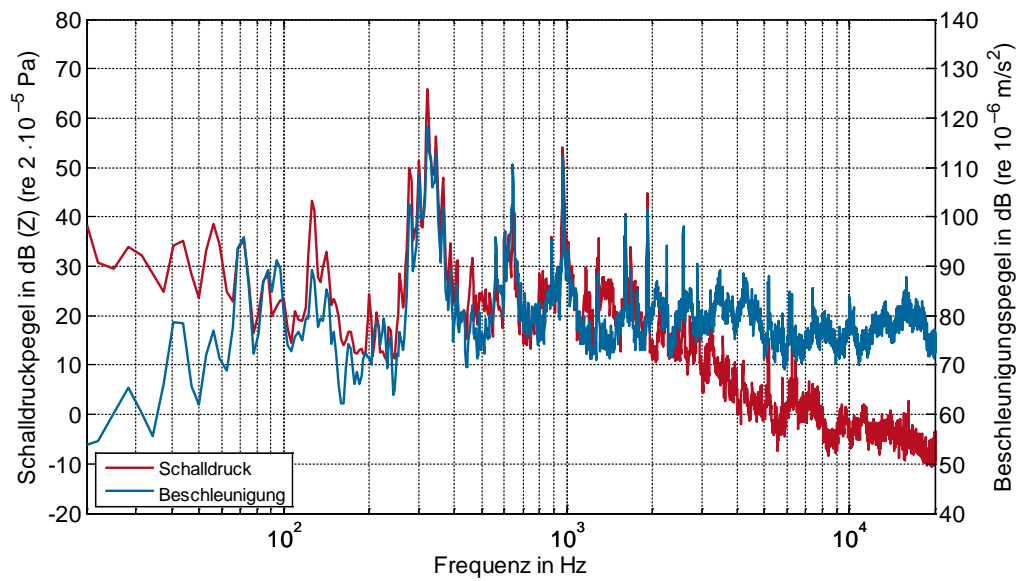


Abbildung 81: Vergleich des Schalldruck- und Beschleunigungsspektrums in Schmalbanddarstellung

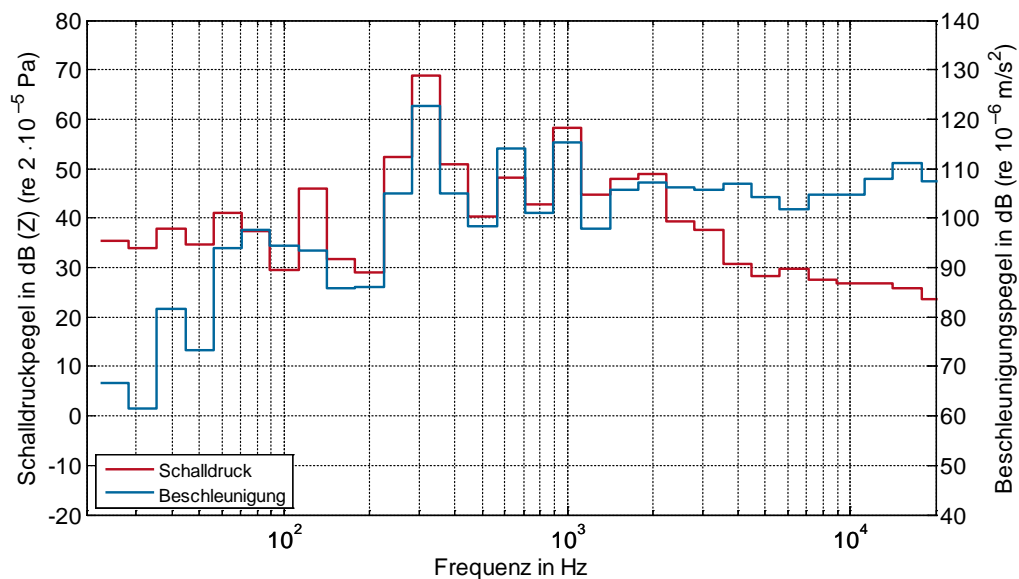


Abbildung 82: Vergleich des Schalldruck- und Beschleunigungsspektrums in Terzdarstellung

Die Vergleiche von Schalldruck und Schnelle in Abbildung 83 und Abbildung 84 zeigen insbesondere im Frequenzbereich oberhalb von 2 kHz den deutlich besser nachgebildeten Frequenzverlauf der Schnelle, die mit dem angenäherten Abstrahlgrad des oben beschriebenen Kugelstrahlers 0. Ordnung verrechnet worden ist. Die Anpassung an den Verlauf des Luftschallspektrums hinsichtlich der Frequenzverteilung ist deutlich besser, jedoch treten auch bei dieser Berechnungsart Abweichungen auf: Deutlich überhöht ist der Schnelleverlauf im Bereich von

60 Hz bis 100 Hz, in welchem der gemessene Abstrahlgrad des Getriebes die größten Abweichungen zu dem eines idealen Monopolstrahlers aufweist (Abbildung 80). Die überhöhten Schnellewerte in diesem tieffrequenten Bereich lassen auf mögliche niedrigere Schärfewerte in der folgenden Auswertung schließen.

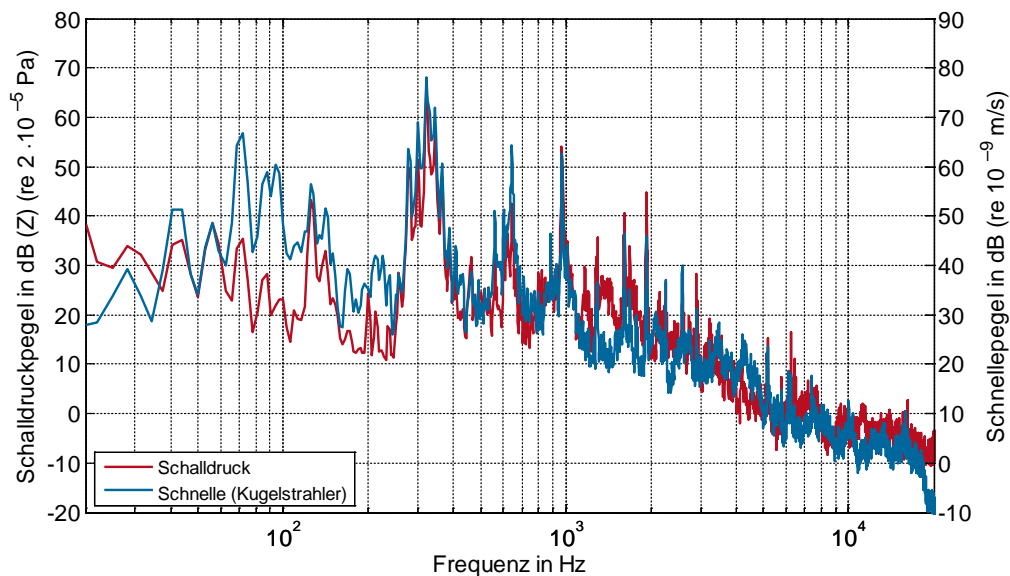


Abbildung 83: Vergleich des Schalldruck- und Schnellespektrums (mit Kugelstrahleranpassung) in Schmalbanddarstellung

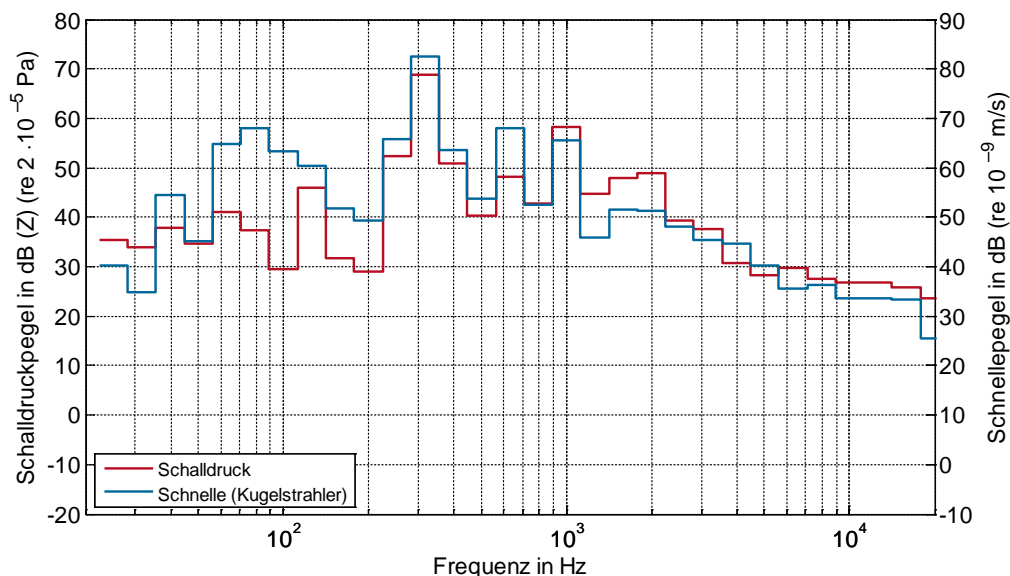


Abbildung 84: Vergleich des Schalldruck- und Schnellespektrums (mit Kugelstrahleranpassung) in Terzdarstellung

Um die bei der Auswertung der Beschleunigung gemachten Beobachtungen direkt zu berücksichtigen, wird auch ein Korrekturfaktor für die Schnellesignale ermittelt. Dies geschieht analog

zur Ermittlung des Korrekturfaktors der Beschleunigung, in diesem Fall mit dem direkten Vergleich der Zeitsignalamplituden von Schalldruck und Oberflächenschnelle, wobei die Schnellesignale bereits dem angenäherten Kugelstrahler angepasst sind. Der Korrekturfaktor wird vergleichbar zu Gleichung (5-1) in erster Näherung zu

$$k_v = \frac{\hat{p}}{\hat{v}} \approx 50 \frac{\text{Pa}}{\text{m/s}} \quad (5-13)$$

ermittelt. Die daraufhin berechneten psychoakustischen Größen der Schnellesignale werden in Abbildung 85 und Abbildung 86 in bekannter Weise mit denen der Luftschalldaten verglichen, wobei die angepassten Schnellesignale mit $v_{k4\text{kor}}$ bezeichnet werden (Kugelstrahlercharakteristik, Sensor 4, Korrekturfaktor).

Während die Lautheitsprognose mit Schnellesignalen im Vergleich zur korrigierten Beschleunigungsanalyse etwas niedrigere Korrelationswerte aufweist (Abbildung 85, links), sind die Korrelationswerte für die Rauigkeit leicht gestiegen (Abbildung 85, rechts). Die Absolutwerte werden in beiden Fällen leicht unterschätzt, sowohl im abgebildeten Vergleich zum Luftschall als auch im Vergleich zur Auswertung der korrigierten Beschleunigungssignale in Abbildung 76.

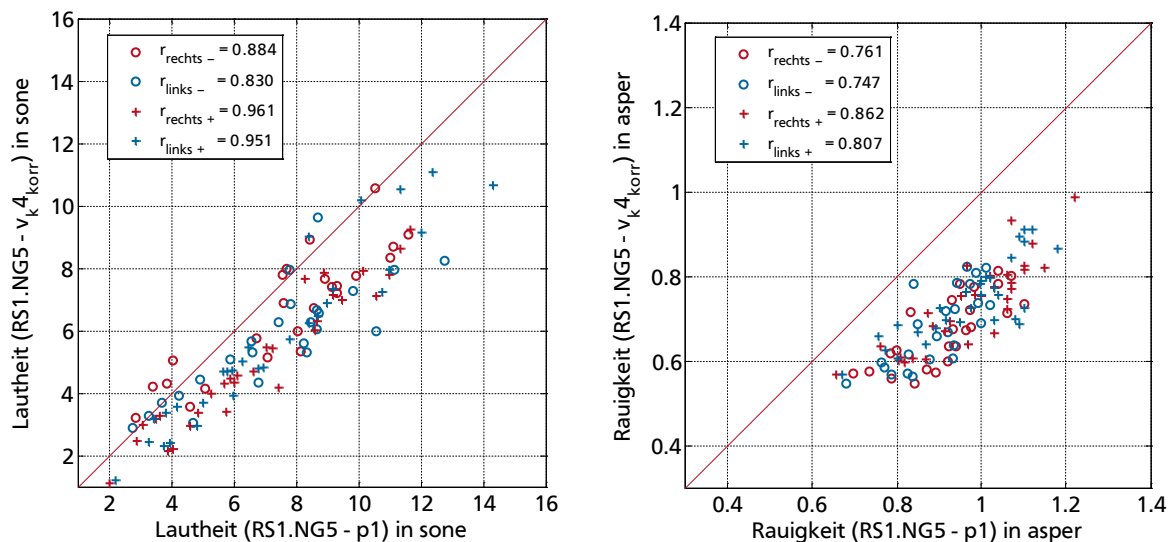


Abbildung 85: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts)

Die Auswertung der Schärfewerte zeigt eine deutliche Verbesserung der Korrelationswerte. So steigen die Korrelationskoeffizienten für die Schärfe nach DIN (Abbildung 86, links) auf 0,64 bis 0,73, die der Schärfe nach AURES sogar auf 0,79 bis 0,86. Darüber hinaus zeigt sich ein deutlich gestreckter Verlauf der Messwerte, was im Gegensatz zur Punktwolke der Beschleunigungsauswertungen ein Indiz für die bessere Übertragbarkeit darstellt. Allerdings werden auch bei der Schärfe die Absolutwerte bei der korrigierten Schnelleauswertung unterschätzt.

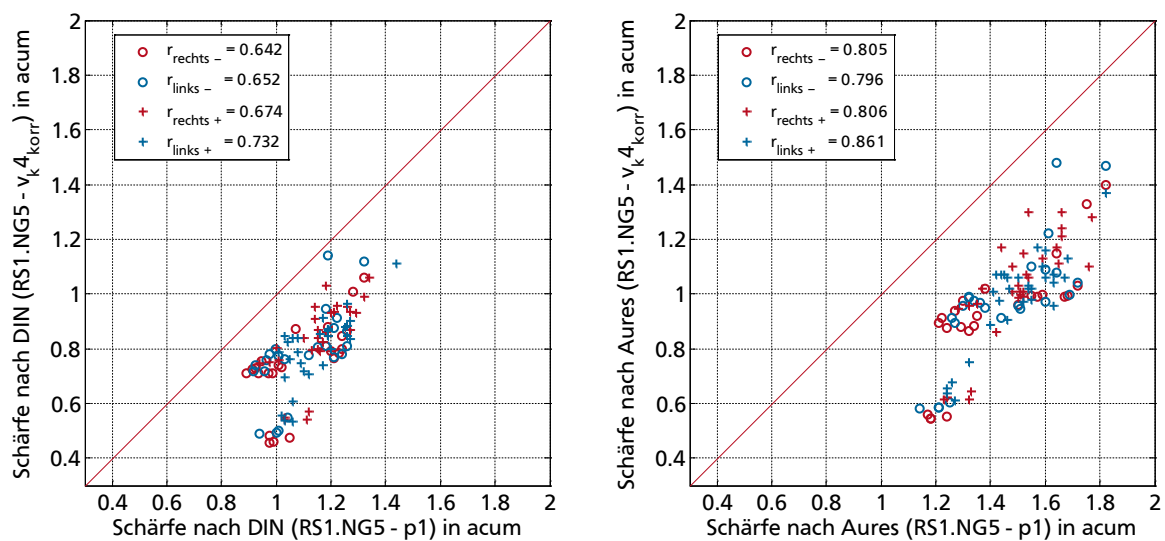


Abbildung 86: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts)

Die konsequente Unterschätzung der untersuchten Größen ist zwar nicht erwünscht, verhindert aber, im Gegensatz zu den Ergebnissen der Beschleunigungsprognosen, dass einzelne, nicht unterschätzte, sondern im schlimmsten Fall deutlich überschätzte Größen bei einer Berechnung der Gesamtlästigkeit nach z. B. Gleichung (2-19) oder (2-22) zu großen Einfluss haben. Die Ergebnisse der Signalverarbeitung nach zuvor genanntem Verfahren zeigen in den Messungen weitestgehend das erwartete Verhalten. Die gezeigte Methode kann dementsprechend bei Messungen des Prüfgetriebes angewendet werden.

5.4 Validierung des Verfahrens

Da die gewonnenen Erkenntnisse über das Verfahren bisher strenggenommen nur für den Einsatz des genutzten Prüfgetriebes am dafür errichteten Prüfstand gelten, wird die Vorgehensweise zur Psychoakustikprognose anhand von Körperschallsignalen an einem anderen Objekt

validiert, das vom Verwendungszweck und der Größe her dem in der Untersuchung behandelten Objekt ähnelt. Es handelt sich dabei um das Gehäuse eines Kfz-Schaltgetriebes (Abbildung 87). Der Messaufbau besteht aus dem Getriebe, einem Shaker zur Schwingungsanregung sowie Beschleunigungssensoren und Mikrofonen zur Erfassung der Messsignale, wobei der Shaker die Getriebestruktur innerhalb der Kupplungsglocke anregt und seinerseits gegenüber der Umgebung gekapselt ist. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass in erster Linie nur der vom Getriebe abgestrahlte Schall erfasst wird und die Luftschallanregung durch den Shaker vernachlässigbar bleibt. Die Anregungssignale sind synthetisch erzeugt und sollen die Charakteristika tatsächlicher Anregungssignale in einem Getriebe widerspiegeln. Als drehzahlabhängiger Einfluss der Verzahnung werden die ersten sieben Ordnungen eines Sägezahnsignals genutzt, deren Frequenzen – analog zur Messung des Industriegetriebes – in sechs Schritten erhöht werden und deren Pegel mit Frequenzverdopplung um 6 dB steigt. Außerdem werden die Pegel in fünf verschiedenen „Laststufen“ erhöht. Zusätzlich wird ein rosa Rauschen erzeugt, das ein breitbandiges Lagerrauschen ersetzt. Der Pegel des Rauschanteils wird mit zunehmender simulierter Drehzahl erhöht, bleibt aber bei allen Lastsimulationen gleich. Ein Sinuston mit 50 Hz trägt dazu bei, dass die Schärfeempfindung bei unterschiedlich lauten Signalen variiert. Zur Variation der Rauigkeit wird zusätzlich ein Sinuston mit konstanter Frequenz von 300 Hz eingespielt, der in Kombination mit der variablen Frequenz des Sägezahnsignals zu unterschiedlichen Modulationsfrequenzen und -amplituden führt. Die Geräuschanteile für eine Variation der drei untersuchten Größen Lautheit, Rauigkeit und Schärfe sind somit vorhanden.

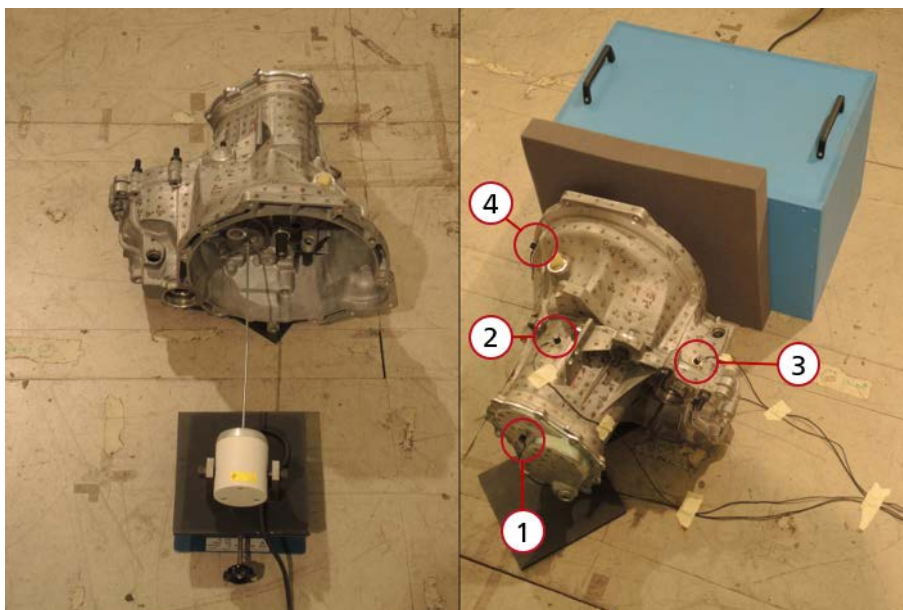


Abbildung 87: Kfz-Getriebe mit Shaker im Aufbau (links) und im Messzustand (rechts)

Die Gehäuseschwingungen werden von den vier bereits zuvor verwendeten Beschleunigungssensoren aufgenommen. Die Positionierung der Sensoren 2 bis 4 orientiert sich dabei an den Vorgaben, möglichst an der Gehäusestruktur, nahe der Einleitungsquelle zu messen, wenn möglich an einer Seite, die der späteren Nutzerposition – in diesem Fall der Mikrofonposition – entspricht [74], wobei Sensor 4 diese Kriterien am besten erfüllt. Sensor 1 wird gezielt an einer eher ungünstigen Stelle montiert. Dabei handelt es sich um ein dünnes Abschlussblech, welches eine Seite des Getriebes verschließt. Die Struktur des Bleches weicht deutlich von der des restlichen Getriebes ab und wird nicht als dickwandig angesehen, weshalb hier die deutlichsten Unterschiede in der Körperschallprognose erwartet werden. Das Messmikrofon steht in 1 m Abstand zur Getriebemittelachse auf der Seite, an der der Beschleunigungssensor 4 angebracht ist. Hier werden dementsprechend höhere Korrelationswerte erwartet.

5.4.1 Nutzung der unkorrigierten Beschleunigungssignale

Zunächst werden wieder die direkt gemessenen Beschleunigungssignale mit den Luftschallsignalen verglichen. Dabei dienen Mikrofon 1 und Beschleunigungssensor 4 als Grundlage für die Auswertung, da diese Sensoren am ehesten den Empfehlungen zur Auswertung entsprechen. Die Korrelationswerte für andere Sensorkombinationen können in Tabelle 10 auf Seite 127 eingesehen werden.

Wie schon bei der Auswertung der Getriebesignale zeigt sich auch in diesem Fall eine sehr starke Überhöhung der berechneten psychoakustischen Größen. Dies entspricht der Theorie und den bisherigen Untersuchungsergebnissen. Die Korrelationswerte sind für die Lautheit etwas geringer (Abbildung 88, links), während die Schärfe nach AURES erneut höhere Werte als erwartet erreicht (Abbildung 89, rechts).

Generell bestätigt die Messung am Vergleichsobjekt die grundlegende Aussage, dass Beschleunigungssignale selbst ohne Signalaufbereitung eine hohe Korrelation zu den gemessenen Luftschalldaten aufweisen, die einen relativen Vergleich im Kennfeld zulassen. Die Absolutwerte werden dabei jedoch erneut deutlich überschätzt.

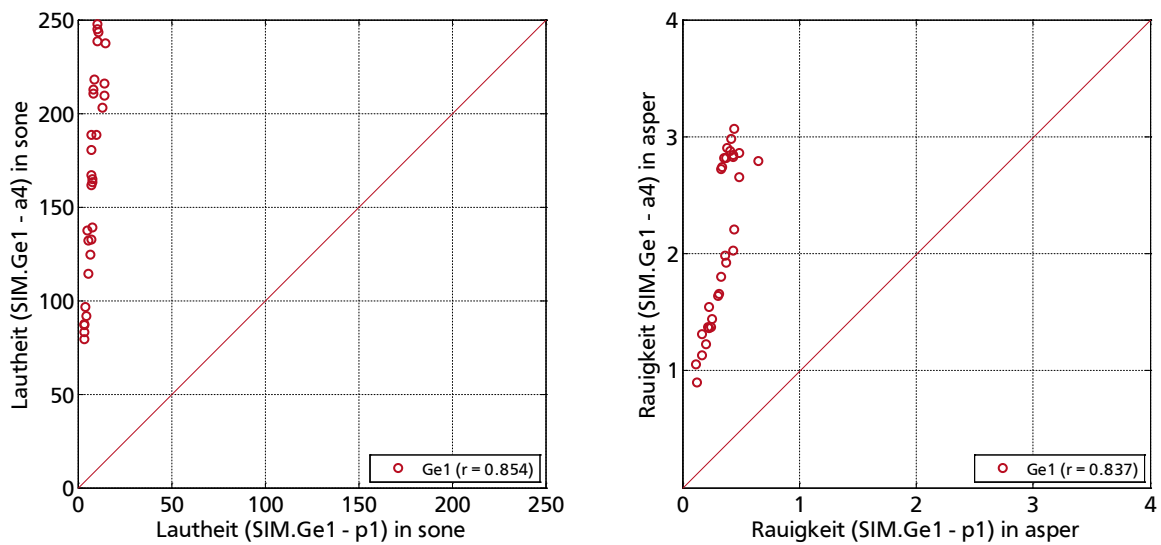


Abbildung 88: Korrelation von Luftschall- und Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung

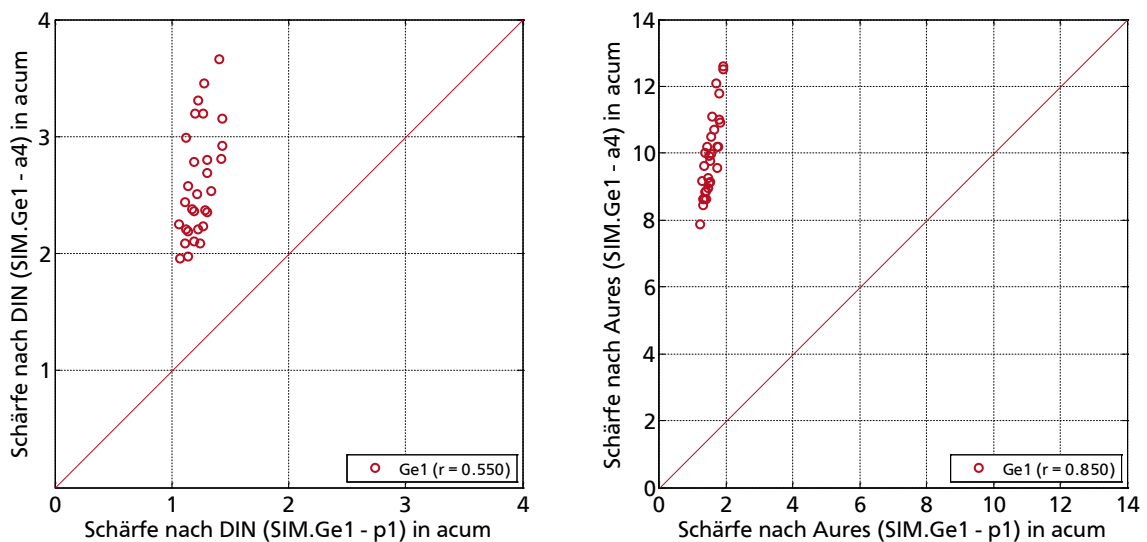


Abbildung 89: Korrelation von Luftschall und Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts) der Vergleichsmessung

5.4.2 Nutzung der korrigierten Beschleunigungssignale

Die Skalierung der Beschleunigungssignale erfolgt nach dem in Abschnitt 5.2 erläuterten Verfahren des Vergleiches der Zeitsignalamplituden. Da dieses Verfahren aufgrund der zahlreichen Messungen keinen eindeutigen Wert liefert, wird der Korrekturfaktor zugunsten einer besseren Absolutgrößenanpassung der Lautheit von 0,01 bei den Getriebemessungen auf 0,005 gesenkt.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 90 und Abbildung 91 zu sehen. Während die Korrelationswerte der Lautheit und Rauigkeit gleich bleiben oder leicht steigen, verschlechtert sich der Korrelationswert für die Schärfe nach AURES deutlich, obwohl der verfälschende Lautheitsanteil durch die Skalierung minimiert wird.

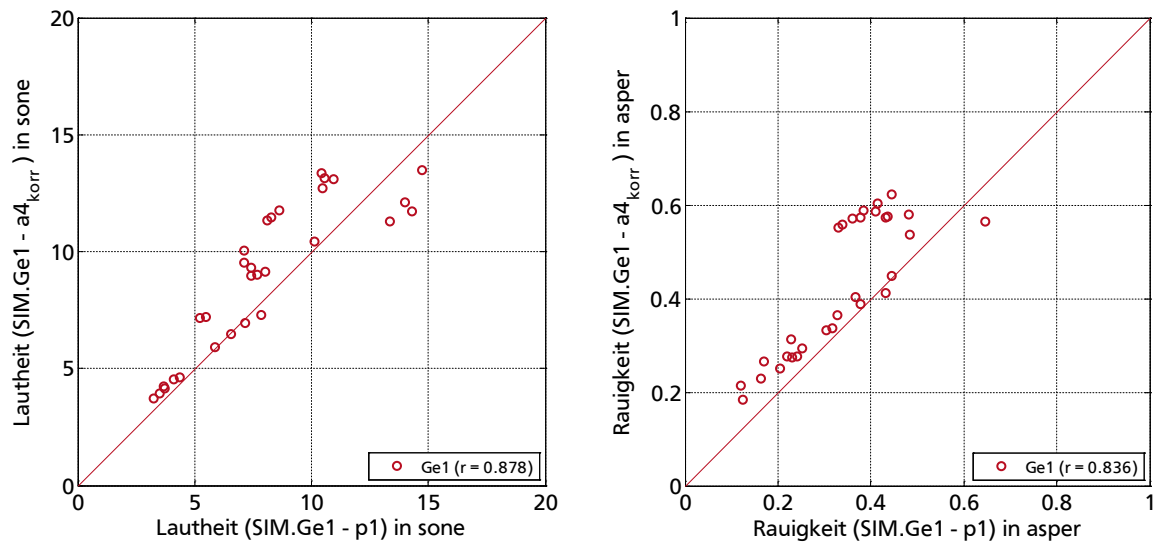


Abbildung 90: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung

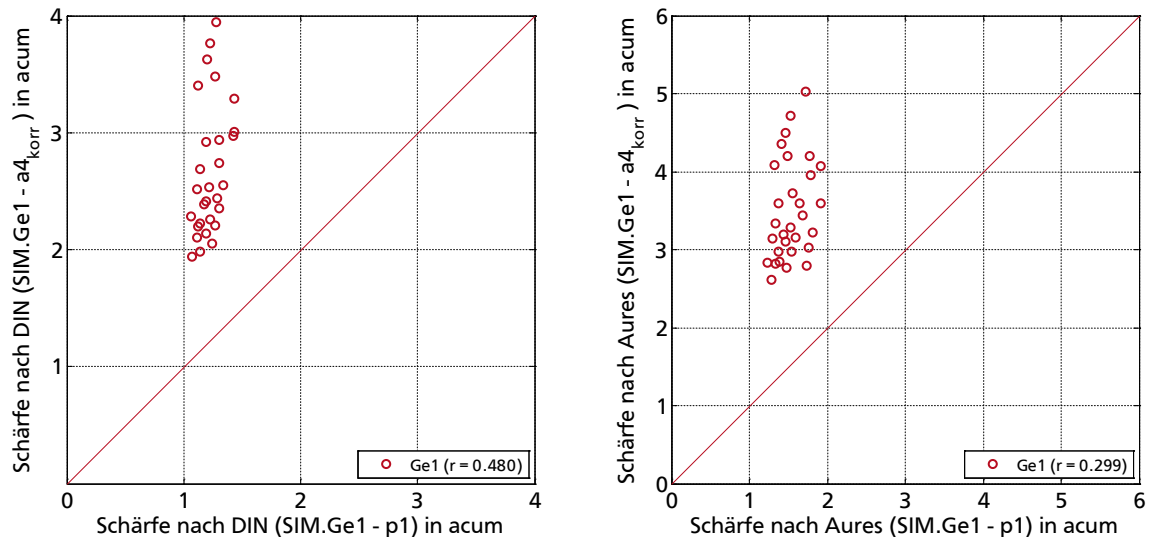


Abbildung 91: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Beschleunigungssignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts) der Vergleichsmessung

Dieses zu Beginn der Untersuchung unerwartete Verhalten konnte ebenfalls bereits bei der Auswertung der Getriebesignale beobachtet werden. Überraschend daran ist, dass sowohl bei der

Getriebemessung als auch bei der Vergleichsmessung der ursprünglich als störend vermutete Einfluss der überhöhten Lautheit zu einer besseren Korrelation der Schärfe nach AURES führt. Die Vergleichsmessung liefert eine Bestätigung dieses Verhaltens. Ebenso liegen die Werte der Schärfeanalyse für die Beschleunigungsdaten deutlich über denen der Luftschallauswertung, während die Werte für Lautheit und Rauigkeit in der gleichen Größenordnung liegen.

5.4.3 Nutzung der angepassten Schnellesignale

Bei der Nutzung der Schnellesignale wird das gleiche Vorgehen verwendet, das auch beim Industriegetriebe zum Einsatz gekommen ist, also die Integration der Beschleunigungssignale, gekoppelt mit der Abstrahlcharakteristik eines Monopolstrahlers und der anschließenden Skalierung der Absolutwerte. Im Gegensatz zum ausführlich untersuchten Industriegetriebe besitzt das Gehäuse des Kfz-Getriebes allerdings eine deutlich asymmetrische Form und eine stärker zerklüftete Oberfläche. Die Ermittlung der Oberfläche wird dadurch und durch das Fehlen einer CAD-Datei erschwert, weshalb bei der Anwendung der Kugelstrahlerabschätzung der in Abbildung 79 symbolisierte Vergleich mit einer Kugel ähnlichen Ausmaßes angewendet wird. Es wird eine Kugel mit einem Durchmesser von 45 cm zum Vergleich herangezogen, was zu einer Oberfläche von ca. 0,64 m² und somit zu einer Kugelstrahlereckfrequenz von 240 Hz führt. Anhand dieser Daten wird die Auswertung analog zu der des Industriegetriebes vorgenommen.

In Abbildung 92 zeigen sich ähnlich hohe Korrelationswerte für die Lautheit und die Rauigkeit wie bei den Analysen der Beschleunigungssignale. Der Größenbereich wird durch den bereits in Abschnitt 5.3 genutzten Skalierungsfaktor von $k_v = 50 \frac{\text{Pa}}{\text{m/s}}$ noch etwas besser getroffen als bei der Beschleunigungsauswertung mit Skalierungsfaktor. Eine deutliche Verbesserung zu den Beschleunigungsauswertungen lässt sich in Abbildung 93 feststellen. Sowohl die Schärfe nach DIN als auch die nach AURES liegen deutlich besser im Wertebereich der Luftschallauswertung und liefern Korrelationswerte von 0,883 nach DIN und 0,844 nach AURES. Die Messung am Vergleichsobjekt bestätigt demnach die zuvor gewonnenen Ergebnisse, dass die Nutzung unbehandelter Beschleunigungssignale zwar zu deutlich abweichenden Absolutgrößen führt, die Korrelationswerte aber bei Lautheit, Rauigkeit und Schärfe nach AURES hoch sind. Die zur Anpassung der Größenordnung eingeführten Korrekturfaktoren können zwar die Absolutwerte von Lautheit und Rauigkeit an den Bereich der Luftschallwerte heranführen, führen in beiden Fällen aber zu deutlich schlechteren Korrelationswerten der Schärfe. Erst die Verwendung der

Schnelle samt Berücksichtigung der Kugelstrahlercharakteristik und des Skalierungsfaktors behebt diese Abweichungen und führt sowohl in den Absolutwerten als auch in den Korrelationswerten aller vier betrachteten Größen zu verwertbaren Ergebnissen.

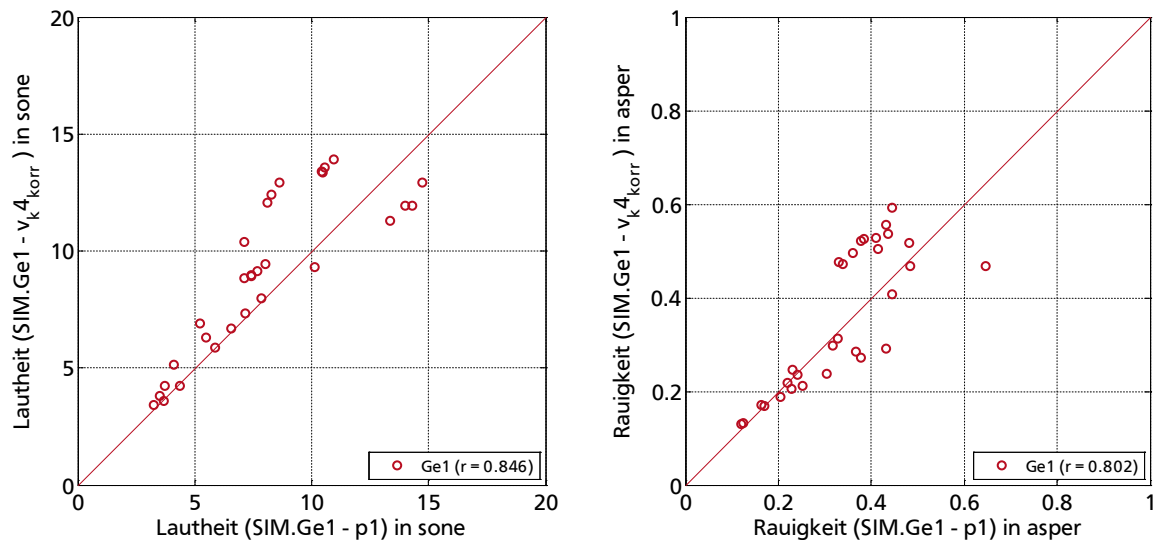


Abbildung 92: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Lautheit (links) und die Rauigkeit (rechts) der Vergleichsmessung

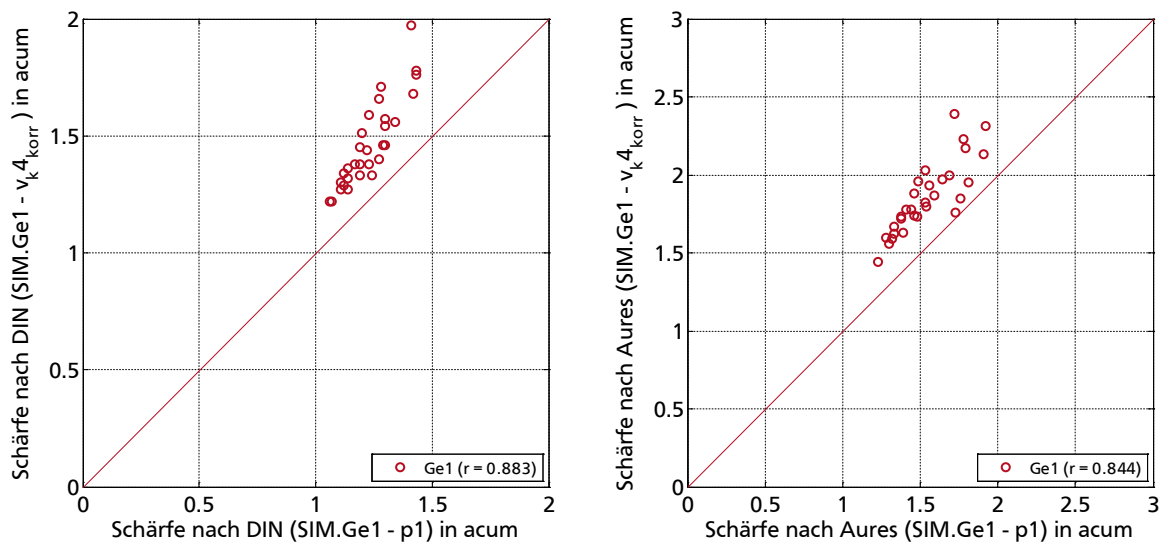


Abbildung 93: Korrelation von Luftschallsignal und korrigiertem Schnellesignal für die Schärfe nach DIN (links) und die Schärfe nach AURES (rechts) der Vergleichsmessung

Ebenfalls bestätigt wurde die Empfehlung, einen Beschleunigungssensor zur Auswertung heranzuziehen, der auf einer dem Mikrofon zugewandten Seite befestigt ist und sich an einer Stelle befindet, deren Struktur am ehesten der des kompletten Objektes entspricht. Der Vergleich mit

dem an einer ungünstigen Stelle montierten Beschleunigungssensor 1 zeigt die erwarteten deutlich schlechteren Korrelationen (Tabelle 10 auf Seite 127) und starke Abweichungen der Absolutwerte.

5.5 Aussagekraft der unterschiedlichen Berechnungsmethoden

Nach den detaillierten Versuchen am Getriebeprüfstand und den anschließenden Validierungsmessungen am freistehenden Kfz-Getriebegehäuse zeigen sich identische Tendenzen bei der Aussagekraft der aus den Körperschallsignalen berechneten psychoakustischen Größen. In Tabelle 9 und Tabelle 10 auf Seite 126 bzw. Seite 127 sind die in den vorherigen Abschnitten ermittelten Korrelationskoeffizienten zusammengefasst und abhängig von ihrem Wert farbig unterlegt. Dabei umfasst die Farbskala von rot bis grün den in der Untersuchung ermittelten Wertebereich von $r = 0,4$ bis $r = 1$. Werte unter 0,4 werden ebenfalls rot hinterlegt. Der höchste Wert der unterschiedlichen Berechnungsarten ist zudem fettgedruckt.

Für die Messung des Prüfgetriebes am GAP sind in Tabelle 9 die Korrelationskoeffizienten (Beschleunigungssensor 4 zu Luftschall) für die untersuchten psychoakustischen Größen Lautheit, Rauigkeit und Schärfe nach DIN und AURES in die vier Lastquadranten unterteilt, um Unterschiede bei positiver und negativer Lastrichtung oder Drehzahl erkennen zu können. Wie bereits zuvor beschrieben zeigen sich Unterschiede eher bei einem Lastrichtungswechsel als bei einem Drehrichtungswechsel, was auf die veränderte Lastsituation der Lager zurückzuführen ist. Deutlich zu erkennen ist, dass die Korrelationswerte für die Lautheit bei allen Berechnungsarten (direkte Verwendung der Beschleunigung, Beschleunigungssignale mit Korrekturfaktor, Schnellesignale mit Kugelstrahlercharakteristik und Korrekturfaktor) nur in engen Grenzen schwanken und durchgehend ähnlich hohe Werte aufweisen. Die relative Abweichung, bezogen auf den jeweils größten Korrelationswert, ist zwischen den Berechnungsarten mit max. 5,8 % deutlich geringer als die Abweichung innerhalb einer Berechnungsart für die unterschiedlichen Lastfälle mit max. 13,6 %. Dieses grundsätzliche Verhalten zeigt sich auch bei der Rauigkeit. Deutliche Unterschiede zwischen den Korrelationswerten der verschiedenen Berechnungsarten sind bei der Schärfe zu erkennen.

Tabelle 9: Gegenüberstellung der Korrelationskoeffizienten r für die genutzten Signaltypen Beschleunigung ohne (a) und mit Korrekturfaktor (a_{korr}) und Schnelle für Kugelstrahler mit Korrekturfaktor (v_k_{korr}) der Messung des Prüfgetriebes

psychoakustische Größe	Lastquad- rant	a	a_{korr}	v_k_{korr}
Lautheit	rechts_-	0.895	0.916	0.884
	links_-	0.847	0.881	0.830
	rechts_+	0.968	0.975	0.961
	links_+	0.965	0.976	0.951
Rauigkeit	rechts_-	0.708	0.707	0.761
	links_-	0.680	0.676	0.747
	rechts_+	0.842	0.841	0.862
	links_+	0.769	0.772	0.807
Schärfe (DIN)	rechts_-	0.471	0.515	0.642
	links_-	0.465	0.533	0.652
	rechts_+	0.631	0.626	0.674
	links_+	0.717	0.702	0.732
Schärfe (Aures)	rechts_-	0.796	0.707	0.805
	links_-	0.760	0.667	0.796
	rechts_+	0.728	0.502	0.806
	links_+	0.699	0.532	0.861

Das ist wenig überraschend, da gerade die Schärfe auf die geänderte Frequenzverteilung durch Integration und Abstrahlcharakteristik anspricht, was ein entscheidender Grund für die gewählte Berechnungsart ist. In allen Lastzuständen zeigt die Berechnung der Schnelle mit Kugelstrahlercharakteristik und Korrekturfaktor die höchsten Korrelationswerte sowohl für die Schärfe nach DIN als auch für die nach AURES. Unerwartet ist dabei, dass die Verbesserung der Korrelation der Schärfe nach AURES gegenüber dem komplett unbehandelten Beschleunigungssignal so gering ausfällt. Eine „Gruppenbildung“ in der Gesamtheit der Messdaten als mögliche Ursache für die unerwartet hohen Korrelationswerte bei Nutzung der unbehandelten Beschleunigungswerte wurde bereits in Abschnitt 5.1 genannt.

Tabelle 10 zeigt die Korrelationswerte für die Validierungsmessung am Vergleichsgetriebe, wobei aufgrund der Shakeranregung keine Unterscheidung in verschiedene Drehrichtungen und Momentenrichtungen gemacht wird, sondern stattdessen die Korrelationswerte der einzelnen Sensoren in Bezug auf den Luftschall dargestellt sind, was zusätzlich die Beurteilung verschiedener Messstellen ermöglicht.

Tabelle 10: Gegenüberstellung der Korrelationskoeffizienten r für die genutzten Signaltypen Beschleunigung ohne (a) und mit Korrekturfaktor (a_{korrr}) und Schnelle für Kugelstrahler mit Korrekturfaktor ($v_{\text{k_korrr}}$) für die einzelnen Sensoren der Validierungsmessung am Vergleichsgetriebe

psychoakustische Größe	Sensor	a	a_{korrr}	$v_{\text{k_korrr}}$
Lautheit	Nr. 1	0.544	0.648	0.581
	Nr. 2	0.946	0.947	0.958
	Nr. 3	0.915	0.938	0.940
	Nr. 4	0.854	0.878	0.846
Rauigkeit	Nr. 1	0.659	0.658	0.633
	Nr. 2	0.864	0.865	0.862
	Nr. 3	0.856	0.857	0.888
	Nr. 4	0.837	0.836	0.802
Schärfe (DIN)	Nr. 1	0.599	0.527	0.804
	Nr. 2	0.386	0.285	0.645
	Nr. 3	0.485	0.360	0.689
	Nr. 4	0.550	0.480	0.883
Schärfe (Aures)	Nr. 1	0.151	0.450	0.607
	Nr. 2	0.878	0.013	0.466
	Nr. 3	0.869	0.170	0.610
	Nr. 4	0.850	0.299	0.844

Wie bereits in Abschnitt 5.4 erläutert, werden an Messstelle Nr. 1 die geringsten Korrelationswerte erwartet, da das Material und dessen Dicke dort nicht der restlichen Struktur entsprechen und sie zudem dem Messmikrofon abgewandt ist. Durch die farbliche Hinterlegung der Werte fällt auf, dass diese Prognose bestätigt wird und die Korrelationswerte – mit Ausnahme derer der Schärfe nach DIN – deutlich schlechter ausfallen. Zudem wird das globale Verhalten der unterschiedlichen Berechnungsmethoden aus dem Getriebepfprüfstandsversuch bestätigt: Die Korrelationswerte für die Lautheit sind ähnlich hoch. In sechs von acht Fällen liefert das korrigierte Beschleunigungssignal die höchsten Korrelationswerte – auch wenn diese nur unwesentlich höher ausfallen als die der anderen Auswertemethoden. Ein ähnliches Bild zeichnet sich bei der Rauigkeit ab, wobei die Streuung bei der Validierungsmessung noch geringer und nicht immer zugunsten der korrigierten Schnelle ausfällt. Die Schärfe nach DIN weist in allen Fällen die höchsten Korrelationswerte für die korrigierten Schnellesignale auf, was angesichts der Signalanpassung ein erwartetes Verhalten darstellt. Bei der Schärfe nach AURES zeigt sich – wie auch schon zuvor – eine deutliche Verschlechterung der Werte für die korrigierten Beschleunigungssignale. Unerwartet sind hingegen die geringen Korrelationswerte der korrigierten Schnelle für die Schärfe nach AURES. Lediglich der empfohlene Messpunkt Nr. 4 zeigt hier einen annähernd hohen Wert wie das unbehandelte Beschleunigungssignal.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Lautheitsprognose ebenso wie die Rauigkeitsprognose mit allen drei Signalen durchgeführt werden kann, sofern es sich um eine relative Prognose handelt und Absolutwerte nicht erforderlich sind. Eine Prognose der Schärfe nach DIN ist aufgrund der Korrelationswerte nur für angepasste Schnellesignale zu empfehlen, wobei selbst dann nicht die Korrelationswerte von Lautheit und Rauigkeit erreicht werden. Für die Prognose der Schärfe nach AURES wird ebenfalls das angepasste Schnellesignal empfohlen, jedoch kann auch das unbehandelte Beschleunigungssignal trotz stark abweichender Absolutwerte gute Korrelationswerte liefern und somit zur Aussagekraft von Relativvergleichen positiv beitragen.

5.6 Vergleich mit Hörversuchen

Nach der vorangegangenen Bestätigung der entwickelten Anpassungsmethoden zur Lästigkeitsprognose mittels Körperschall anhand des Vergleichsaufbaus soll ein Abgleich mit der empfundenen Lästigkeit die Untersuchung komplettieren. Dazu werden im Folgenden die aus den Körperschalldaten errechneten Lästigkeiten mit den in Hörversuchen ermittelten Lästigkeiten verglichen. Dabei muss erwähnt werden, dass Gleichung (2-22) – im Folgenden auch als „nach SCHLITTENLACHER“ bezeichnet – zur Berechnung der Lästigkeit die BTL-Lästigkeit verwendet, wie sie üblicherweise aus Versuchen mit Paarvergleichen ermittelt wird. Die Ergebnisse der Hörversuche mit dem Prüfgetriebe dagegen wurden durch eine direkte Lästigkeitsangabe der Probanden ermittelt. Dabei geben die Probanden nach dem Hören des jeweiligen Geräusches die Lästigkeit mit Hilfe einer sogenannten Strichlänge an, in diesem Fall eine Computergrafik, deren Länge in Pixel gezählt wird. Somit können die Ergebnisse auf den Wertebereich von 0 („nicht lästig“) bis 1 („sehr lästig“) normiert werden. Nach ELLERMEIER *et al.* [101] können so ermittelte, absolut empfundene Lästigkeitswerte mit logarithmierten BTL-Lästigkeiten verglichen werden, was im vorliegenden Fall einen relativen Vergleich zwischen Hörversuch und Körperschallauswertung ohne Logarithmierung der von den Probanden bewerteten Lästigkeit zulässt. Dieser Ansatz wird beim Vergleich der berechneten Lästigkeiten mit den bewerteten Lästigkeiten bestätigt. Es bleibt zu erwähnen, dass durch die Nutzung der „Linien-Lästigkeit“ (LAE_{Linie}) und deren Normierung die Absolutwerte nicht mit der Lästigkeitsformel nach SCHLITTENLACHER übereinstimmen und daher nur noch der proportionale Zusammenhang

$$LAE_{\text{Linie}} \sim \frac{N_5}{\text{sone}} + 5,95 \cdot \frac{S_{\text{Aures}}}{\text{acum}} = \lg(\text{BTL-Lästigkeit}) \quad (5-14)$$

angenommen wird. Der Vergleich der im Hörversuch ermittelten Lästigkeiten mit den nach SCHLITTENLACHER aus dem Luftschall berechneten Lästigkeiten in Abbildung 94 bestätigt diesen linearen Zusammenhang und führt zu Korrelationswerten von 0,971 bei Verwendung der DIN-Schärfe und 0,958 bei Verwendung der Schärfe nach AURES. Aufgrund des nur linearen und nicht absoluten Zusammenhangs der beiden Koordinatenachsen wird die 1. Mediane in den folgenden Scatterplots nicht eingezeichnet.

Bei der Verwendung der in der Arbeit entwickelten Anpassung der Rohsignale durch Schnelleberechnung, Abstrahlcharakteristik und Korrekturfaktor zeigen sich Korrelationswerte von ca. 0,93, unabhängig davon, ob für die Berechnung die DIN-Schärfe (Abbildung 95, links) oder die AURES-Schärfe (Abbildung 95, rechts) herangezogen wird. Die dabei erreichten Lästigkeitswerte im Bereich von ca. 5 bis 17 liegen unterhalb derer, die in der Luftschallmessung errechnet wurden (ca. 8 bis 24). Hier wirken sich die unterschätzten Einzelgrößen Lautheit und Schärfe aus, die durch den Korrekturfaktor k_v hinter denen der Luftschallanalyse zurückliegen. Wie die Vergleichsmessung in Abschnitt 5.4.3 gezeigt hat, kann die quantitative Anpassung der Werte durch einen optimierten Korrekturfaktor verbessert werden, was sich auch in der Berechnung der Gesamtlästigkeit positiv auswirken wird.

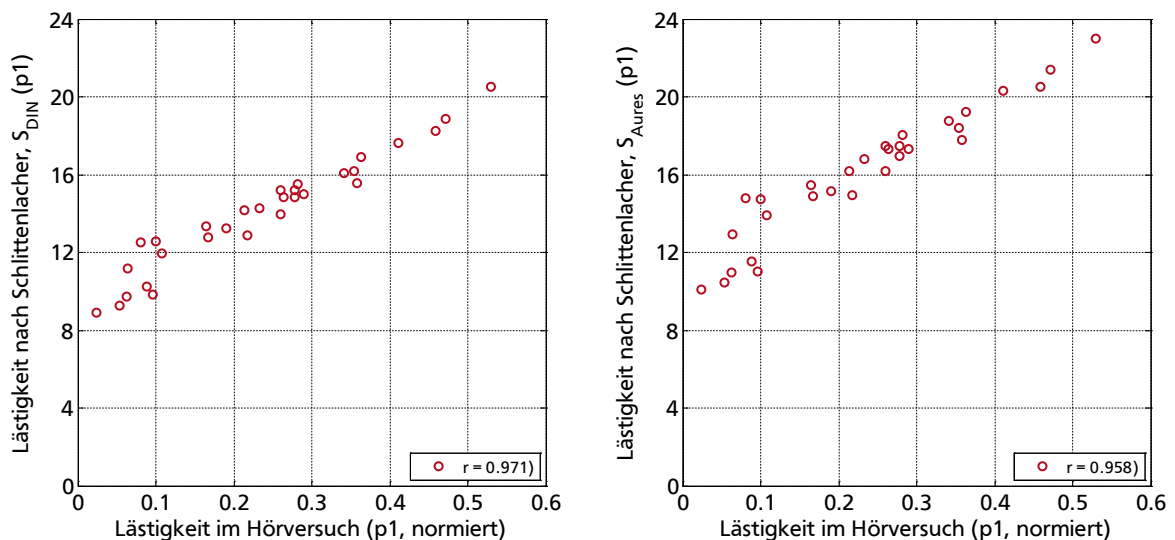


Abbildung 94: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach SCHLITTENLACHER mit Luftschallsignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach AURES (rechts)

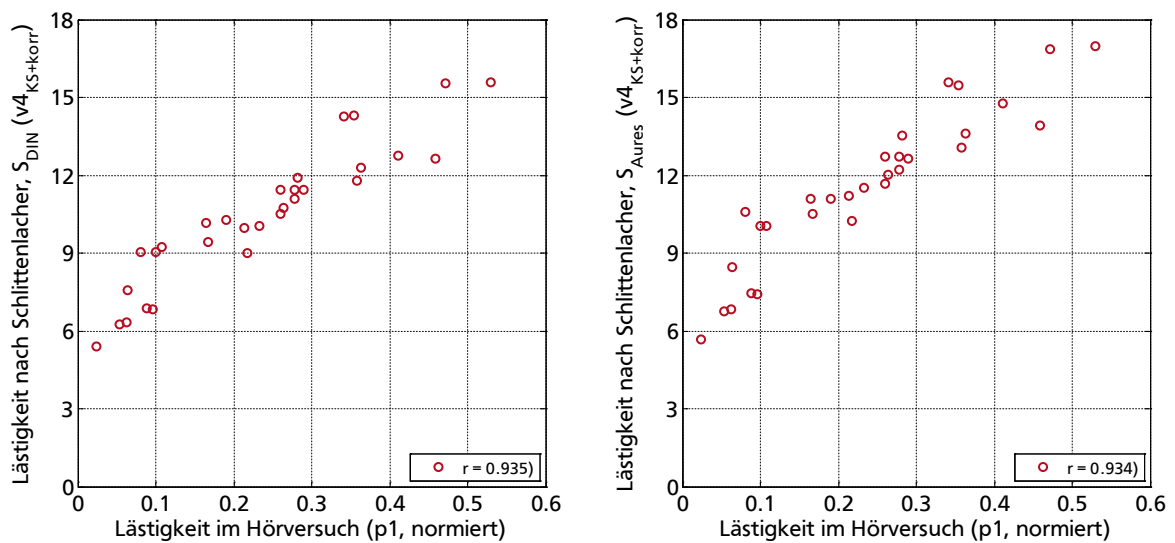


Abbildung 95: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach SCHLITTENLACHER mit angepasstem und skaliertem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach AURES (rechts)

Ein Vergleich mit der Berechnung nach FASTL und ZWICKER in Abbildung 96 zeigt, dass die Korrelationswerte etwas niedriger ausfallen und die Streuung für hohe Lästigkeiten sichtbar zunimmt.

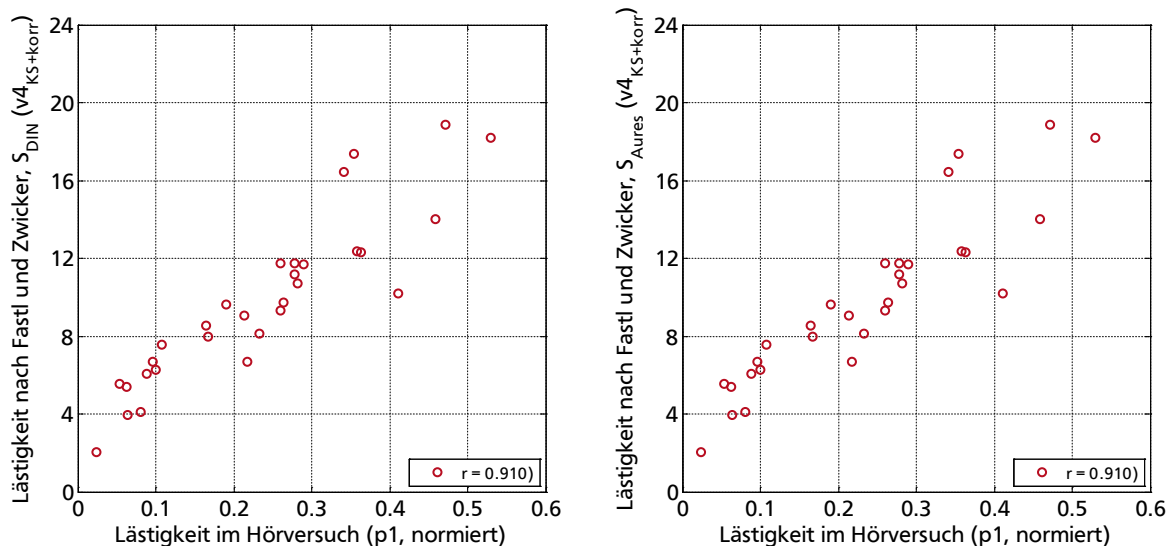


Abbildung 96: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach FASTL und ZWICKER mit angepasstem und skaliertem Schnellesignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach AURES (rechts)

Dieses Verhalten ist zu erwarten, da Gleichung (2-22) nach SCHLITTENLACHER, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, gezielt zur Beurteilung von Getriebegeräuschen ausgelegt ist. Allerdings zeigt eine gedachte Ausgleichsgerade der Berechnung nach FASTL und ZWICKER eine bessere Annäherung an den Ursprung. Eine Hörversuchsbewertung „Lästigkeit = 0“ führt dabei – anders als bei den Auswertungen nach SCHLITTENLACHER – ebenfalls zu einer „berechneten Lästigkeit = 0“.

Ein unerwartetes Ergebnis ist die hohe Korrelation zwischen den Ergebnissen aus den Hörversuchen und den unbearbeiteten Beschleunigungssignalen. Die Scatterplots in Abbildung 97 zeigen ein sehr ähnliches Bild wie in Abbildung 95, woraus sich direkt schließen lässt, dass eine Lästigkeitsprognose im vorliegenden Fall keine zusätzliche Signalbearbeitung benötigt, sondern direkt auf die erfassten Beschleunigungssignale zurückgreifen kann.

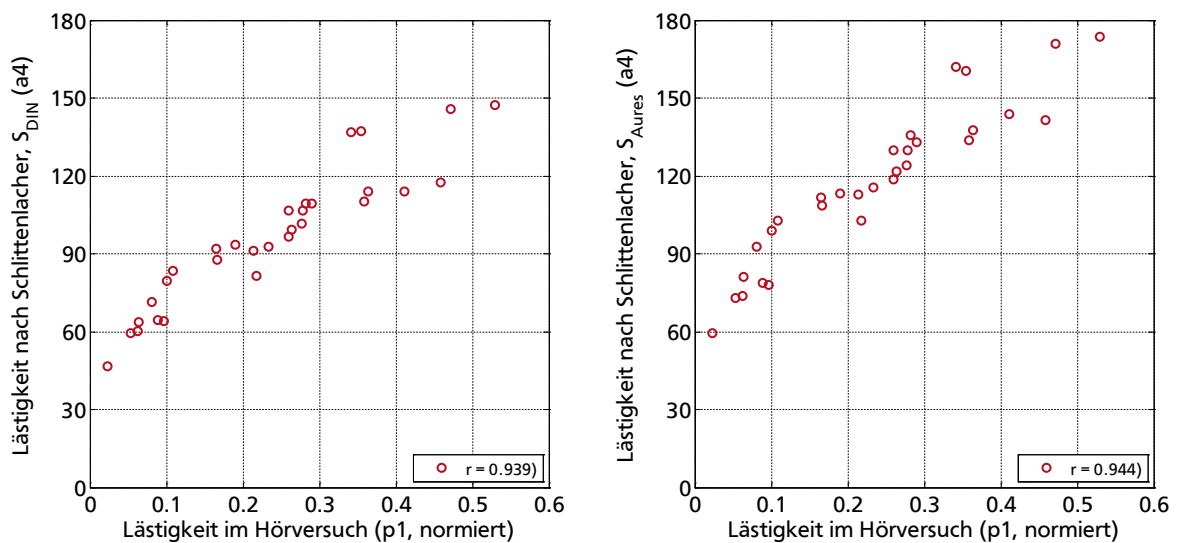


Abbildung 97: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach SCHLITTENLACHER mit un bearbeitetem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach AURES (rechts)

Dieses Ergebnis ist unerwartet, da zur Berechnung der Lästigkeit nur die Lautheit und die Schärfe herangezogen werden und letztere je nach Berechnungsart deutliche Unterschiede aufweist (Abbildung 71, Seite 103). Die in Abschnitt 5.1 beschriebene Werteüberhöhung wirkt sich offensichtlich nicht negativ auf die Korrelation aus. Stattdessen dominiert die Lautheit über die Schärfe trotz deren nahezu sechsfachen Einflusses in Gleichung (5-14) aufgrund der überpro-

portionalen Lautheitswerte bei den unbehandelten Beschleunigungssignalen, so dass die Korrelationswerte bei Nutzung der unbehandelten Beschleunigungssignale ca. 0,94 erreichen und damit auf gleichem Niveau wie die der angepassten Schnellesignale liegen, deren Ermittlung durch die Integration, Kugelstrahleranpassung und Bestimmung des Korrekturfaktors einen zusätzlichen Zeitaufwand erfordert. Daher spielt es im vorliegenden Fall kaum eine Rolle, ob zur Berechnung der Lästigkeit die Schärfe nach DIN oder AURES herangezogen wird. Eine Allgemeingültigkeit dieses Verhaltens wird an dieser Stelle aber nicht proklamiert, da der unerwartete positive Einfluss der überhöhten Lautheit auf die Schärfe nach AURES und somit die Lästigkeitsprognose im Rahmen der Untersuchung nicht abschließend erklärt werden kann.

Ein anderes Bild ergibt sich für die korrigierten Beschleunigungssignale, die für die Auswertung in *ArtemiS* in ihrer Größenordnung angepasst wurden. Nach dieser Signalaufbereitung fallen die Korrelationswerte zum Hörversuch deutlich niedriger aus (Abbildung 98).

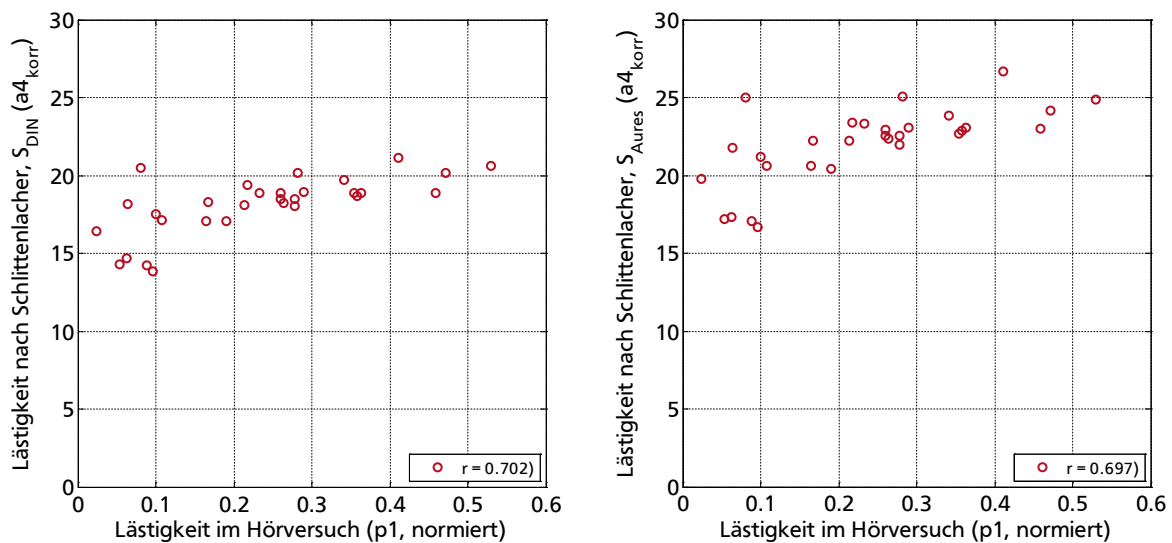


Abbildung 98: Vergleich der Lästigkeiten aus Hörversuch und Berechnung (Gleichung nach SCHLITTENLACHER mit skaliertem Beschleunigungssignal) mit der Schärfe nach DIN (links) und der Schärfe nach AURES (rechts)

Die große Streubreite bezogen auf den beschränkten Wertebereich der berechneten Lästigkeit macht eine verlässliche Prognose nicht möglich. Es zeigt sich, dass die ursprünglich zur Überhöhungskorrektur von Absolutwerten eingeführte Anpassung die Prognostizierbarkeit der Lästigkeit deutlich herabsetzt. Erst die komplette Anpassung durch Schnelleberechnung, Kugelstrahlercharakteristik und Korrekturfaktor kann dieses Verhalten – wie zuvor in Abbildung 95 dargestellt – beheben.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der vorangegangenen Kapitel zusammengefasst. Sofern noch nicht geschehen, werden die Ergebnisse im Kontext der Untersuchung interpretiert und bewertet. Zudem wird ein Ausblick auf mögliche, weiterführende Untersuchungen der jeweiligen Schwerpunkte gegeben.

Die Wichtigkeit der Psychoakustik wurde bereits in früheren Arbeiten bestätigt, weshalb die Nutzung der Psychoakustik zur Entwicklung wohlklingender oder zumindest weniger aufdringlich klingender Produkte immer öfter herangezogen wird. Allerdings muss bei diesen, in vielen Anwendungsgebieten noch nicht etablierten, Analysen auf wichtige Randbedingungen geachtet werden. So müssen die untersuchten Geräusche immer in den Kontext ihrer Nutzung eingebunden werden, da die Beurteilung durch ein Individuum immer auch von der Nutzungsumgebung und der derzeitigen Tätigkeit beeinflusst wird [39]. Aus diesem Grund stützt sich die Arbeit bei der Beurteilung der Lästigkeit auf die speziell für Getriebegeräusche entwickelte Lästigkeitsberechnung nach SCHLITTENLACHER [74]. Zudem steigen die Anforderungen an die Geräuschaufnahmen: Während der Validierungsphase in Abschnitt 3.2.2 konnte am speziell errichteten Prüfstand gezeigt werden, dass die Auswertung psychoakustischer Kenngrößen eine besondere Sorgfalt bei der Durchführung der Geräuschaufzeichnung fordert. Störgeräusche, die bei herkömmlichen Schalldruckbewertungen kaum Einfluss auf den ermittelten Schalldruckpegel haben, können einzelne psychoakustische Attribute deutlich beeinflussen und somit die Auswertung – sei es eine rechnergestützte Analyse oder ein Hörversuch mit Probanden – stark verfälschen. Die Vorbereitung einer Messung und die Optimierung der Messumgebung muss daher an jede untersuchte Zielgröße angepasst werden, um die Vorteile der psychoakustischen Bewertung voll ausnutzen zu können.

Die Untersuchung des Ist-Zustandes in Abschnitt 4.1 bringt sowohl erwartete als auch unerwartete Ergebnisse mit sich. Die Ähnlichkeit des Lautheitskennfeldes zum Kennfeld des A-bewerteten Schalldruckpegels überrascht nicht, da zum einen die A-Bewertung die Filterfunktion des menschlichen Gehörs nachempfinden soll und zum anderen ein generell ähnliches Verhalten der beiden Größen bereits in vorangegangenen Untersuchungen beobachtet wurde. Dass die Lautheit mit zunehmendem Drehmoment und steigender Drehzahl wächst, ist ebenfalls erwartet. Auch die Rauigkeit zeigt größtenteils ein erwartetes Verhalten: Die durch Modulationsinterpretation berechnete Rauigkeit zeigt sich in erster Linie abhängig von der Drehzahl, da die

Änderung derselben auch eine Änderung der Modulationsfrequenz mit sich bringt. Das Drehmoment beeinflusst maßgeblich die Ausprägung der einzelnen Verzahnungsfrequenzen, so dass dadurch nur ein geringer Einfluss auf die Rauigkeit entsteht. Unerwartet hingegen ist das Verhalten der Schärfe im Kennfeld. Beobachten BRECHER *et al.* in [45], dass die Schärfe mit der Drehzahl steigt – was auch der theoretischen Anschauung in Abschnitt 2.3 entspricht – so zeigt die Untersuchung des Getriebes im kompletten Kennfeld einen nicht eindeutigen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Schärfe. Dafür werden maßgeblich Struktureigenschaften verantwortlich gemacht, die Schwingungen in bestimmten Frequenzbereichen abschwächen oder verstärken und dadurch den Schärfewert beeinflussen. Um dieses Verhalten weiter beurteilen zu können, sind Untersuchungen an weiteren Getrieben wünschenswert. Da auch Ansätze zur Umgehung der Anregung von Strukturresonanzen durch gezielte Änderung der Zähnezahl bei gleichbleibender Übersetzung existieren [102], könnte dieser Ansatz zukünftig auch genutzt werden, um deutlichen Einfluss auf die Schärfewerte auszuüben und das o. g. Verhalten zu bestätigen oder zu verwerfen.

Der geringe Einfluss einer Zahnschädigung auf die betrachteten Kenngrößen ist ebenfalls unerwartet. Zwar steigt die Streuung der Messergebnisse an und auch die Rauigkeit zeigt einen sichtbaren Trend der berechneten Werte, jedoch fallen die Änderungen so gering aus, dass nicht von einer eindeutigen Erkennung im Sinne der Schadensdetektion gesprochen werden kann. Ebenfalls bemerkbar, aber nicht so stark wie erwartet, zeigt sich der Einfluss bei der Nutzung fremdgeschliffener Zahnräder. Eine hervorzuhebende Erkenntnis ist hierbei, dass bei dem gezielt optimiert geschliffenen Radsatz die Lautheit in den extremen Lastbereichen deutlich zurückgeht, die Schärfe aber gleichzeitig steigt (Abbildung 67). Dieses gegensätzliche Verhalten birgt im vorliegenden Fall einen Zielkonflikt in der psychoakustischen Optimierung, jedoch ist aufgrund der absoluten Veränderungen und der jeweiligen Beiträge zur Lästigkeit davon auszugehen, dass eine Optimierung hinsichtlich der Lautheit zielführend ist. Abgeschwächt werden die Erkenntnisse von der Tatsache, dass die Änderungen durch die erste Demontage und Remontage größere Abweichungen vom Ist-Zustand hervorgerufen haben als Fehlschliff und Schädigung. Auch an dieser Stelle wäre ein zukünftiger Vergleich mit anderen Getrieben wünschenswert, um die Streubreite der Ergebnisse in einem größeren Kontext zu sehen. Auf diese Weise wäre es möglich zu beurteilen, ob die Einflüsse durch Fehlschliff und Schädigung tatsächlich so gering sind oder ob die Änderung durch die Erstdemontage im vorliegenden Fall extrem ist. Weiterhin können Analysen von Radsätzen, die durch unterschiedliche Optimierungsverfahren ausgelegt werden, helfen, die angesprochenen Zielkonflikte zu bestätigen oder zu verwerfen.

Im Fall der Schadenserkennung liegt der vielversprechendste Ansatz in der spezifischen Rauigkeit. Zwar zeigt sich bei der aktuellen Arbeit keine eindeutige, sichere Möglichkeit der Fehlererkennung, aber das Potenzial wird bei dieser Kenngröße am höchsten eingeschätzt, weshalb weitere Analysen in diesem Bereich empfohlen werden. Denkbar ist die Anwendung einer spezifischen Ordnungsrauigkeit, die analog zu bekannten Ordnungsanalysen die spezifische Rauigkeit nicht auf Frequenzbereiche, sondern auf Ordnungen der Drehzahl bezieht.

Die Ergebnisse aus Kapitel 5 zeigen die Voraussetzungen für eine nutzbare psychoakustische Analyse von Körperschallsignalen. Die direkte Nutzung von Beschleunigungssignalen, die unter den Gesichtspunkten der Sensorverfügbarkeit sicherlich den günstigsten Weg einer Körperschallanalyse darstellt, liefert hohe Korrelationswerte für Lautheit und Rauigkeit. Die Korrelationen für die Schärfe erreichen zwar auch Werte bis maximal 0,8, streuen aber deutlich mehr (Tabelle 9 auf Seite 126). Der größte Nachteil bei der Nutzung unbehandelter Beschleunigungssignale ist die enorme Absolutgrößenabweichung, die gerade bei der Schärfe nach AURES zu deutlichen Beeinträchtigungen durch den beinhalteten Lautheitsanteil führt. Die Beurteilung von Relativvergleichen ist mit dieser Methode möglich, eine absolute Prognose aber nicht durchführbar. Die Einführung eines Korrekturfaktors kann die angesprochene Absolutgrößenabweichung zwar minimieren, führt aber zu einer deutlichen Verschlechterung der Schärfekorrelation, womit diese Auswertemethode nur für die Lautheit und die Rauigkeit anwendbar ist. Die konsequente Beachtung der Körperschallleitung und Abstrahlung, wie sie in der maschinenakustischen Grundgleichung ausgeführt wird, mündet in der letztlich entwickelten Methode der angepassten Schnellesignale, die im Vergleich zur direkten Beschleunigungsmessung eine Signalverarbeitung in mehreren Schritten voraussetzt. Die Integration der Beschleunigungssignale, kombiniert mit dem abgeschätzten Abstrahlverhalten und einem Korrekturfaktor für die Absolutgrößenanpassung liefert zum einen vergleichbare Korrelationswerte für die Lautheit und die höchsten Korrelationswerte für Rauigkeit und Schärfe (Tabelle 9), zum anderen eine gute Übereinstimmung in den Absolutwerten. Somit wird dieses Verfahren der angepassten Schnellesignale für eine gezielte Prognose einzelner psychoakustischer Kenngrößen empfohlen, wenngleich eine relative Prognose der Lautheit (und in Grenzen auch der Rauigkeit) auch mit den zuvor genannten Methoden denkbar ist.

Ähnlich gestaltet sich die Empfehlung, wenn die Lästigkeit prognostiziert werden soll. Aufgrund der in den Hörversuchen verwendeten Bewertungsskala können nur relative Vergleiche der Lästigkeit durchgeführt werden, wodurch die Nutzung korrekter Absolutgrößen obsolet wird. Die

durchgeführten Lästigkeitsvergleiche zeigen, dass der Aufwand, die Schnellesignale anzupassen, zwar zu Korrelationswerten von 0,935 und 0,934 führt (je nachdem, ob die DIN-Schärfe oder die AURES-Schärfe genutzt wird), die Korrelationswerte bei Nutzung der unbehandelten Beschleunigungssignale jedoch mit 0,939 und 0,944 im gleichen Bereich liegen und sogar geringfügig höher ausfallen. Diese minimalen Unterschiede müssen differenziert betrachtet werden; es ist wahrscheinlich, dass die Werte bei der Beurteilung anderer Messobjekte streuen und ihre Rangfolge ändern. Aufgrund der einfachen Messung der Beschleunigung und der dazu unnötigen Signalaufbereitung scheint die Nutzung der unbehandelten Beschleunigungssignale zur Lästigkeitsbestimmung empfehlenswert, jedoch bleibt anzumerken, dass die hohe Korrelation der Schärfe trotz der Beeinflussung durch die übermäßige Lautheit kritisch gesehen wird und die Allgemeingültigkeit derzeit noch fraglich ist. Die in beiden Fällen hohen Korrelationswerte der Lästigkeitsvergleiche bestätigen nach derzeitigem Stand aber die Nutzbarkeit beider Methoden.

Es lässt sich zusammenfassend festhalten, dass die Nutzung von Körperschallsignalen zur Prognose der Psychoakustik im Bereich der Getriebegeräusche unter bestimmten Voraussetzungen (homogene Struktur, Platzierung der Sensoren entsprechend der in Abschnitt 5.4 getroffenen Empfehlungen) grundsätzlich anwendbar ist. So kann eine aussagekräftige, relative Lästigkeitsabschätzung im vorliegenden Fall bereits mit direkt gemessenen Beschleunigungssignalen getroffen werden. Sollen jedoch gezielt einzelne Kenngrößen beurteilt und diese auch quantitativ prognostiziert werden, so ist eine Signalaufbereitung, wie sie in Abschnitt 5.3 beschrieben wird, unerlässlich. In allen Fällen profitiert die Nutzung der Körperschallsignale von einer deutlich geringeren Störanfälligkeit gegenüber Fremdgeräuschen im Vergleich zu bisher üblichen Luftschallaufnahmen, was unter Berücksichtigung des zuvor genannten Aufwandes für hochwertige psychoakustische Aufnahmen einen direkten zeitlichen und finanziellen Vorteil mit sich bringt. Zwar können die Körperschallprognosen eine hochwertige Luftschallauswertung derzeit nicht komplett ersetzen – dafür sind die Abweichungen zwischen Luftschall und Körperschall noch zu hoch –, sie bieten sich aber in der Phase der Entwicklung oder zur ersten Abschätzung als kostengünstige Methode an. Dabei liegt eine mögliche zukünftige Anwendung in der FE-Berechnung, die üblicherweise in einer sehr frühen Entwicklungsphase ansetzt. Mittels berechneter Beschleunigungen oder Schnellen sind mit den gewonnenen Erkenntnissen relative Prognosen zur Psychoakustik denkbar, die in diesem Zuge auch in Optimierungsrechnungen genutzt werden können. Dabei bieten FE-Rechnungen die Möglichkeit, durch mehrere virtuelle Senso-

ren eine bessere Abbildung der gemittelten Oberflächenbeschleunigung oder -schnelle zu ermitteln, was die Prognosegüte im Vergleich zur experimentellen Simulation weiter erhöhen kann.

Während jetzt bereits ein Einsatz bei laufenden Projekten zur Beeinflussung der Psychoakustik von Getrieben, z. B. [48], denkbar ist, so ist es wünschenswert, dass weitere Untersuchungen die Methodik auf andere Objekte anwenden und validieren. Eine wichtige Randbedingung dabei ist, dass sich prinzipbedingt nur Objekte eignen, die in erster Näherung lediglich körperschallinduzierten Luftschall abstrahlen und idealerweise nur geringe Asymmetrien in der Abstrahlung aufweisen. Objekte, die direkten Luftschall emittieren, wie z. B. Haartrockner, Ventilatoren u. ä., sind ungeeignet, da die direkte Luftschallabstrahlung nicht von den Beschleunigungssensoren erfasst wird. Ein wichtiger Punkt für zukünftige Arbeiten ist die Übertragung auf deutlich abweichende Geometrien, die sich nicht durch einen Kugelstrahler abbilden lassen. Bei dünnwandigen Strukturen, die eher Plattencharakter aufweisen, sollte die Anpassung an die Abstrahlcharakteristik einer biegeschwingenden Platte erfolgen, wodurch bei nicht symmetrischen Strukturen aufgrund der Richtwirkung ebenfalls die Ausrichtung der Nutzerposition genauer berücksichtigt werden muss. Für eine aussagekräftige Validierung sollte in allen Fällen darauf geachtet werden, dass die Lästigkeitsformel durch Hörversuche gezielt auf die untersuchten Objekte angepasst wird. Spätestens für diesen Schritt ist es sinnvoll, die durchgeführten Analysen zur Nutzung der Lautheit, Rauigkeit und Schärfe auf andere psychoakustische Attribute, wie z. B. Tonhaltigkeit, Schwankungsstärke oder Impulshaltigkeit, zu übertragen. Ist eine solche Übertragung erfolgreich, so kann der Anwendungsbereich der Körperschallnutzung zur Prognose der Psychoakustik deutlich erweitert werden, was zum einen Aufwand und Kosten senkt und zum anderen die Berücksichtigung der Psychoakustik für neue Produktbereiche attraktiv macht. So können die in der Arbeit entwickelten Methoden und beschriebenen möglichen Erweiterungen dazu beitragen, dass Maschinengeräusche zukünftig weniger lästig sind und die Geräuschbelastung sowohl im alltäglichen, privaten Umfeld als auch im industriellen Umfeld gesenkt wird.

Literaturverzeichnis

- [1] WHO REGIONAL OFFICE FOR EUROPE: *Burden of Disease from Environmental Noise: Quantification of Healthy Life Years Lost in Europe*. Genf: World Health Organization, 2011
- [2] STREPPPEL, Michael; WALGER, Martin; WEDEL, Hasso von; GABER, Elisabeth: *Hörstörungen und Tinnitus*. Berlin, 2006 (Gesundheitsberichterstattung des Bundes 29)
- [3] BUNDESREGIERUNG DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND, BUNDESMINISTERIUM FÜR ARBEIT UND SOZIALES: *Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen* (idF v. 15.11.2016). URL https://www.gesetze-im-internet.de/l_rm vibrationsarbschv – Überprüfungsdatum 03.07.2017
- [4] BUNDESREGIERUNG DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND, BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ARBEIT: *Verordnung über Arbeitsstätten* (idF v. 30.11.2016). URL http://www.gesetze-im-internet.de/arbstdttv_2004/ – Überprüfungsdatum 03.07.2017
- [5] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Verordnung Nr. 1222/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. November 2009 über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter* (in Kraft getr. am 25.11.2009). URL <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=celex:32009R1222> – Überprüfungsdatum 03.07.2017
- [6] DIN 45631/A1. 03/2010. *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker*
- [7] DIN 45692. 08/2009. *Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe*
- [8] DIN 45630. 12/1971. *Grundlagen der Schallmessung - Physikalische und subjektive Größen von Schall*
- [9] MOSER, Ulrich: Klangdesign von Geräten und Maschinen: am Beispiel einer Uhr. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2010 (VDI-Berichte, 2118), S. 163–168
- [10] SCHWENK, Bernd: Leisere Geräte für eine bessere Wohnqualität: Darstellung von aktiven und passiven Geräuschreduzierungsmaßnahmen von Maschinen und Geräten am Beispiel

-
- eines Geschirrspülers. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2010 (VDI-Berichte, 2118), S. 111–117
- [11] MEISTER, Antje; MORITZ, Karsten; SKOWRONEK, Adam; KURTZE, Lothar; ELLERMEIER, Wolfgang; ROOS, Maria; SEEGER, Steffen: Akustische Messungen an Photovoltaik-Wechselrichtern. In: *Tagungsband DAGA 2011, Düsseldorf*, S. 194–195
- [12] ELLERMEIER, Wolfgang; KATTNER, Florian; KURTZE, Lothar; ROOS, Maria; SEEGER, Steffen; BÖS, Joachim: Psychoakustische Analyse der Betriebsgeräusche von Photovoltaik-Wechselrichtern. In: *Tagungsband DAGA 2011, Düsseldorf*, S. 595–596
- [13] KRAHÉ, Detlef: *Geräuschqualität von Anlagen der erneuerbaren Energien im Spannungsfeld mit dem modernen Wohnungsbau*. In: *Lärmbekämpfung* Bd. 9 (2014), Nr. 2, S. 93–96
- [14] MÜLLER, Robert: *Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*. München, Technische Universität München, Institut für Konstruktions-, Produktions- und Arbeitswissenschaften. Dissertation. 1990
- [15] LINKE, Heinz: *Stirnradverzahnung: Berechnung, Werkstoffe, Fertigung*. München, Wien: Hanser, 1996
- [16] KLEIN, Ulrich: *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. Düsseldorf: Stahleisen, 2003
- [17] KOLERUS, Josef; WASSERMANN, Johann: *Zustandsüberwachung von Maschinen: Das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker*. Renningen: expert Verlag, 2014
- [18] KOLLMANN, Franz Gustav; SCHÖSSER, Thomas Franz; ANGERT, Roland: *Praktische Maschinenakustik*. Berlin [u.a.]: Springer, 2006 (VDI)
- [19] LACHENMAIER, Sepp: *Getriebegeräusche: Geräuschuntersuchung an Leistungsgetrieben*. Abschlussbericht. Frankfurt a. M., 1983 (FVA Forschungsvorhaben Nr. 55 Heft 119)
- [20] KNABEL, Walter: *Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben: Untersuchung geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen*. München, Technische Universität München, Fachbereich für Maschinenwesen. Dissertation. 1976

-
- [21] RAUTERT, Jürgen: *Körperschall von Getrieben: Untersuchung der Körperschallübertragung und Schallabstrahlung von Getrieben*. Abschlussbericht. Frankfurt a. M., 1990 (FVA Forschungsthema Nr. 130 Heft 311)
- [22] HÖHN, Bernd-Robert; OTTO, Michael; HEIDER, Michael; BIHR, Jens: Softwaregestützte Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnradverzahnungen: Beurteilung und Optimierung des Schwingungsanregungsverhaltens von Verzahnungen unterschiedlicher Haupt- und Feingeometrie. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2010 (VDI-Berichte, 2118), S. 91–102
- [23] DÜNNINGHAUS, Torsten; ANIOL, Jörg: Geräuscharme Verzahnung durch Optimierung der Zahnflanken­geometrie. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2010 (VDI-Berichte, 2118), S. 69–73
- [24] MOHAMAD, Edzrol Niza; KOMORI, Masaharu; MATSUMURA, Shigeki; RATANASUMAWONG, Chanut; YAMASHITA, Masanori; NOMURA, Takushi; HOUJOH, Haruo; KUBO, Aizoh: *Effect of Variations in Tooth Flank Form Among Teeth on Gear Vibration and an Sensory Evaluation Method Using Potential Gear Noise*. In: *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* 4 (2010), Nr. 6, S. 1166–1181
- [25] FLAMANG, Peter: *Neue Konzepte zur Geräuschreduzierung bei Zahnradgetrieben*. In: *Antriebstechnik* (2001), Nr. 11, S. 46–50
- [26] HIRN, Thomas; LAUFFER, Adelbert: *Geräusch- und Festigkeitsoptimierung durch Hybrid-Verzahnungen*. In: *Antriebstechnik* (2002), Nr. 1, S. 34–36
- [27] STRÜBER, Jürgen: *Flüsterantriebe entwickeln: Laufgeräuschreduzierung bei feinwerktechnischen Stirnradgetrieben durch Minimierung der Drehwegabweichung*. In: *Antriebstechnik* (2011), Nr. 7, S. 16–17
- [28] ENGEL, K.; SCHMIDT, A.: *Alternatives Verfahren zur Körperschallanalyse am Beispiel der Zahnradstruktur*. Clausthal, 1996 (IMW - Institutsmitteilung 21)

-
- [29] RYBORZ, Joachim: *Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben*. Dissertation, 2003. Stuttgart: IMA, 2004 (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente 107)
- [30] KORONIAS, G.; THEODOSSIADES, S.; RAHNEJAT, H.; SAUNDERS, T.: *Axle whine phenomenon in light trucks: A combined numerical and experimental investigation*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 225 (2011), Nr. 7, S. 885–894
- [31] LANGLOIS, Paul: *The Importance of Integrated Software Solutions in Troubleshooting Gear Whine*. In: *Gear Technology* 32 (05/2015), Nr. 3, S. 38–44. URL <http://www.geartechnology.com/issues/0515x/noise.pdf> – Überprüfungsdatum 03.07.2017
- [32] LEE, Yuejun E.; KOCER, Fatma: *Minimize Driveline Gear Noise by Optimization Technique*. In: *Tagungsband Noise & Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan: SAE Technical Paper Series 2003-01-1482*.
- [33] JORNS, Michael: *Entwicklung eines Softwaretools zur synthetischen Erzeugung von Getriebe-geräuschen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM. Diplomarbeit. 2012
- [34] LEGLER, Thomas: *Geräusch- und Schwingungsprüfung an Bauteilen und Komponenten als 100% Endkontrolle in der Fertigung: Strategien bei der Anwendung und Bewertung akustischer Messungen*. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2010 (VDI-Berichte, 2118), S. 155–162
- [35] PEDERSEN, Torben Holm; ZACHAROV, Nick: *How many psycho-acoustic attributes are needed*. In: *Tagungsband Acoustics '08 Paris*, S. 1215–1220
- [36] GRAF, Bernhard; BRANDL, Stephan; SONTACCHI, Alois; GIRSTMAIR, Josef: *Objektive Parameter zur Bewertung der Motorgeräuschqualität*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74, 06/2013, S. 478–483
- [37] KIM, Eui-Youl; LEE, Young-Joon; LEE, Sang-Kwon: *Sound metric design for evaluation of tonal sound in laser printer*. In: *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 13 (2012), Nr. 8, S. 1349–1358

-
- [38] AURES, Wilhelm: *Berechnungsverfahren für den Wohlklang beliebiger Schallsignale: ein Beitrag zur gehörbezogenen Schallanalyse*. München, Technische Universität München. Dissertation. 1984
- [39] GHANI, Jody; ZIMMER, Karin; ELLERMEIER, Wolfgang: Task interference plays a role in assessing noise annoyance. In: *Tagungsband Internoise 2004, Prag*, ID 438
- [40] FASTL, Hugo: Neutralizing the meaning of sound for sound quality evaluations. In: *Tagungsband 17th International Congress on Acoustics ICA 2001, Rome*.
- [41] ELLERMEIER, Wolfgang; ZEITLER, Alfred; FASTL, Hugo: Predicting annoyance judgements from psychoacoustic metrics: identifiable versus neutralized sounds. In: *Tagungsband Internoise 2004, Prag*, ID 267
- [42] LEE, S-K; KIM, T. G.; LIM, J. T.: *Characterization of an axle-gear whine sound in a sports utility vehicle and its objective evaluation based on synthetic sound technology and an artificial neural network*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 222 (2008), Nr. 3, S. 383–396
- [43] KIM, E.-Y.; SHIN, T. J.; LEE, S. K.: *New tonality design for non-stationary signal and its application to sound quality for gear whine sound*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 227 (2013), Nr. 3, S. 311–322
- [44] PANNERT, Wolfram; KLEPPMANN, Wilhelm; ZIEGLER, Bernd; WEIDLER, Michael: *Untersuchung zur Lästigkeit von Getriebegeräuschen*. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2008 (VDI-Berichte, 2052), S. 67–76
- [45] BRECHER, Christan; BRUMM, Markus; CARL, Christian: *Benefit of Psychoacoustic Analyzing Methods for Gear Noise Investigation*. In: *Gear Technology* 28 (08/2011), Nr. 5, S. 49–55
- [46] BRECHER, Christan; BRUMM, Markus; CARL, Christian: *Psychoakustische Bewertung der Geräuschanregung von Verzahnungen*. In: *Tagungsband DAGA 2012, Darmstadt*, S. 35–36

-
- [47] BRECHER, Christan; BRUMM, Markus; CARL, Christian: Application of Psychoacoustics on the Machinery Noise Emission of Gear Transmissions. In: *Tagungsband AIA-DAGA 2013, Meran*, S. 1095–1096
- [48] NEUBAUER, Philipp; BÖS, Joachim; MELZ, Tobias: Inequidistant gearing used to reduce gear noise. In: *Tagungsband Internoise 2016*, S. 3975–3983
- [49] FASTL, Hugo; ZWICKER, Eberhard: *Psychoacoustics: Facts and models*. 3. Auflage. Berlin [u.a.]: Springer, 2007
- [50] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009
- [51] HELLBRÜCK, Jürgen; ELLERMEIER, Wolfgang: *Hören: Physiologie, Psychologie und Pathologie*. Göttingen [u.a.]: Hogrefe, 2004
- [52] VORLÄNDER, Michael: *Auralization: Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008
- [53] WHITE, R. G. (Hrsg.); WALKER, J. G. (Hrsg.): *Noise and vibration*. New York: Horwood, 1982
- [54] RIEG, Frank (Hrsg.); STEINHILPER, Rolf (Hrsg.): *Handbuch Konstruktion*. München: Hanser, 2012
- [55] KOLLMANN, Franz Gustav: *Maschinenakustik: Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung*. Berlin [u.a.]: Springer, 1993
- [56] DIN 5493. 10/2013. *Logarithmische Größen und Einheiten*
- [57] DIN EN ISO 1683. 11/2008. *Akustik - Bevorzugte Bezugswerte für Pegel in der Akustik und Schwingungstechnik*
- [58] DIN EN 61672-1. 10/2003. *Elektroakustik - Schallpegelmesser*
- [59] DIN EN 60027-3. 11/2007. *Formelzeichen für die Elektrotechnik - Teil 3: Logarithmische und verwandte Größen und Einheiten*
- [60] DIN EN ISO 266. 08/1997. *Akustik - Normfrequenzen*
- [61] DIN EN 61260. 03/2003. *Bandfilter für Oktaven und Bruchteile von Oktaven*

-
- [62] MÖSER, Michael: *Messtechnik der Akustik*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010
- [63] BLAUERT, Jens; XIANG, Ning: *Acoustics for Engineers: Troy Lectures*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009
- [64] LERCH, Reinhard; SESSLER, Gerhard; WOLF, Dietrich: *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009
- [65] GENUIT, Klaus; FIEBIG, André: *Kritische Betrachtung zum Thema „Lärm“-Messung: Erweiterung von Lärmprognosen durch die Psychoakustik*. In: *Lärmbekämpfung* Bd. 9 (2014), Nr. 1, S. 12–19
- [66] GENUIT, Klaus; NETTELBECK, Christian; RAUBOLD, Imke; BLUTNER, Friedrich E.; SCHWENDE, Harald: *Beurteilung und Katalogisierung von Störgeräuschen bei Verbrennungsmotoren*. Abschlussbericht. Frankfurt am Main, 2001 (Forschungsvorhaben Nr. 720 Heft 715)
- [67] FELDMANN, Carolin; CAROLUS, Thomas; SCHNEIDER, Marc: *Psychoakustische Beurteilung von Ventilatoren mit der Methode des semantischen Differentials*. In: *Lärmbekämpfung* Bd. 11 (2016), Nr. 5, S. 168–172
- [68] STEVENS, Stanley Smith; VOLKMANN, John; NEWMAN, Edwin B.: *A Scale for the Measurement of the Psychological Magnitude Pitch*. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 8 (1937), Nr. 3, S. 185–190
- [69] ZWICKER, Eberhard; FELDTKELLER, Richard: *Das Ohr als Nachrichtenempfänger*. Stuttgart: S. Hirzel, 1967
- [70] DIN ISO 226. 04/2006. *Akustik - Normalkurven gleicher Lautstärkepegel*
- [71] FASTL, Hugo: *Gehörgerechte Geräuschbeurteilung*. In: *Tagungsband DAGA 1997, Kiel*, S. 57–64
- [72] GENUIT, Klaus: *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010
- [73] SOTTEK, Roland: *Modelle zur Signalverarbeitung im menschlichen Gehör*. Aachen, RWTH Aachen, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik. Dissertation. 1993

-
- [74] SCHLITTENLACHER, Josef; MORITZ, Karsten: *Erweiterte Signalanalyse: Entwicklung der psychoakustischen Analysen von Luftschall und Übertragung auf Körperschallsignale in der Antriebstechnik*. Abschlussbericht. Frankfurt a. M., 2016 (Forschungsvorhaben Nr. 679 I Heft 1192)
- [75] SCHLITTENLACHER, Josef; ELLERMEIER, Wolfgang; CHEN, Jinfeng; MORITZ, Karsten: Psychoakustische Lästigkeit von Getriebegeräuschen. In: *Tagungsband DAGA 2015, Nürnberg*, S. 339–340
- [76] SCHLITTENLACHER, Josef; ELLERMEIER, Wolfgang: Psychoacoustic evaluation of gear noise using category ratings of multiple attributes. In: *Tagungsband Internoise 2013, Innsbruck*, ID 472
- [77] NIEMANN, Gustav; WINTER, Hans: *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Berlin [u.a.]: Springer, 1989
- [78] WECK, Manfred (Hrsg.): *Moderne Leistungsgetriebe: Verzahnungsauslegung und Betriebsverhalten*. Berlin [u.a.]: Springer, 1992
- [79] BAETHGE, Joachim: *Drehwegfehler, Zahnfederhärte und Geräusch bei Stirnrädern: Einfluss von Zahnform und Zahnfehler bei Belastung*. München, Technische Hochschule München, Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik. Dissertation. 1969
- [80] DIEFENBACH, Heiko: *Analytische Modellierung von Zahneingriffsschwingungen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM. Bachelor-Thesis. 2015
- [81] DIN 3979. 07/1979. *Zahnschäden an Zahnradgetrieben - Bezeichnung, Merkmale, Ursachen*
- [82] KOLERUS, Josef; WASSERMANN, Johann: *Zustandsüberwachung von Maschinen: Das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker*. 7., aktualisierte Auflage. Renningen: expert, 2017 (Edition expertsoft 79)
- [83] POHL, Andreas: *Experimentelle Ermittlung der akustischen Eigenschaften eines halbschalltoten Messraumes*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik MuM. Diplomarbeit. 2005

-
- [84] DIN EN ISO 3745. 11/2009. *Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräusquellen aus Schalldruckmessungen - Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume*
- [85] DIN EN ISO 3744. 11/2009. *Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräusquellen aus Schalldruckmessungen - Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene*
- [86] PSOTTA, Dominik: *Untersuchung der Einflüsse verschiedener Getriebeparameter auf Getriebegeräusche unter Berücksichtigung der Psychoakustik*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM. Master-Thesis. 2014
- [87] DIN ISO 362-1. 10/2017. *Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch - Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 - Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N (ISO362-1:2015)*
- [88] DIN ISO 5130. 06/2008. *Akustik - Messungen des Standgeräusches von Straßenfahrzeugen*
- [89] MORITZ, Karsten; OCHS, Steffen; BÖS, Joachim; MELZ, Tobias: Variation, Erfassung und Auswertung von Getriebegeräuschen im Hinblick auf die Kundenakzeptanz: Nutzung von Psychoakustik und statistischer Versuchsplanung in der Maschinenakustik. In: *VDI-Fachtagung Maschinenakustik: Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2014 (VDI-Berichte, 2229), S. 185–196
- [90] MORITZ, Karsten; OCHS, Steffen; SCHLITTENLACHER, Josef; BÖS, Joachim; MELZ, Tobias: Wahrnehmung von Getriebegeräuschen: Einflüsse und Störgrößen bei Prüfstandsversuchen. In: *Tagungsband DAGA 2014, Oldenburg*, S. 341–342
- [91] SCHLITTENLACHER, Josef; MORITZ, Karsten: Entwicklung der psychoakustischen Analysen von Luftschall und Übertragung auf Körperschallsignale in der Antriebstechnik. In: *FVA Forschungsreport 2014 (Bd. 2)*, S. 360–382
- [92] KLEPPMANN, Wilhelm: *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. 7., aktualisierte und erweiterte Auflage. München: Hanser, 2011
- [93] MONTGOMERY, Douglas C.: *Design and analysis of experiments*. Hoboken, NJ: Wiley, 2009

-
- [94] SIEBERTZ, Karl; VAN BEBBER, David; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010
- [95] ZÖFEL, Peter: *Statistik für Psychologen: Im Klartext*. München [u.a.]: Pearson Studium, 2003
- [96] KRONTHALER, Franz: *Statistik angewandt: Datenanalyse ist (k)eine Kunst*. Berlin [u.a.]: Springer Spektrum, 2014
- [97] MORITZ, Karsten; OCHS, Steffen; SCHLITTENLACHER, Josef; BÖS, Joachim; MELZ, Tobias: Wahrnehmung von Getriebegeräuschen: Übertragung psychoakustischer Analysen auf Körperschallsignale. In: *Tagungsband DAGA 2015, Nürnberg*, S. 113–116
- [98] STORM, Rainer: *Kompendium Maschinenakustik: Teil A: „Maschinenakustik - Grundlagen“ Band 2*. 2. Auflage. Darmstadt, 2007
- [99] DIN EN ISO 3747. 11/2009. *Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Vergleichsverfahren zur Verwendung unter Einsatzbedingungen*
- [100] CREMER, Lothar; HECKL, Manfred; PETERSSON, Björn A. T.: *Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, 2005
- [101] ELLERMEIER, Wolfgang; KATTNER, Florian; KURTZE, Lothar; BÖS, Joachim: *Psychoacoustic Characterization of the Noise Produced by Photovoltaic Inverters*. In: *Acta Acustica united with Acustica* 2014, Nr. 100, S. 1120–1128
- [102] GWINNER, Philipp; STAHL, Karsten; RUPP, Steffen; STRUBE, Alexander: *Innovatives Hochdrehzahlkonzept für hocheffiziente elektrische Fahrzeuge*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 119, 03/2017, S. 72–75

